VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZDVIŽNÝ STŮL VE SVAŘOVNĚ KAROSERIÍ PRO AUTOMOTIVE
LIFTING TABLE IN THE BODYWORK SHOP FOR THE AUTOMOTIVE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Vojtěch Zoubek**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Vojtěch Zoubek**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zdvižný stůl ve svařovně karoserií pro Automotive

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zvedacího stolu pro zdvih svařence karoserie v materiálovém toku svařovny oblasti automotive. Zdvižný stůl je stabilní zařízení pevně spojené s podlahou haly. Zdvižný válečkový stůl zajišťuje přepravu karoserie na skidu ve vertikálním směru pro manipulaci mezi pracovními oblastmi svařování.

Technické parametry a požadavky:
Pracovní takt do 60 s.
Hmotnost skidu 200 kg
Hmotnost karoserie 650 kg
Výška zdvihu 5 m.
Pohon elektromotory.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor zdvihacích stolů pro oblast svařovny automotive.
Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.
Koncepční návrh zdvižného stolu.
Funkční rozměrové a výkonnostní výpočty.
Upřesnění konstrukce zdvižného stolu a návrh komponent.
Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.
Výkres sestavy zdvižného stolu.
Podsestava rámu zdvižného stolu.
Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KUĽKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o návrhu zdvižného stolu ve svařovně karoserií pro Automotive. Hlavní náplní práce je návrh jednotlivých funkčních komponent, výpočet pohonu válečkového stolu a zdvihu a stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu. Příloha práce obsahuje výkres sestavy zdvižného stolu a výrobní výkresy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zdviž, zdvižný stůl, dopravník, dopravník karoserií.

ABSTRACT

Bachelor thesis deals with the design of lifting table in the bodywork shop for the Automotive. The main content of the thesis is proposal of individual functional components, calculation of roller table drive and lifting drive and determining the main dimensions of lift table. Appendix contains assembly drawing and production drawings.

KEYWORDS

Lift, lifting table, conveyor, conveyor of car bodies.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZOUBEK, Vojtěch. *Zdvižný stůl ve svařovně karoserií pro Automotive* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124318. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 49 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020 ……..……..……..

Vojtěch Zoubek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za cenné rady, trpělivost a vstřícnost při zpracování této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině, která mě podporovala během celého studia na vysoké škole.

OBSAH

Úvod **11**

1 Zdvihací stoly **12**
1.1 Konstrukce zdvihu 12
1.1.1 Nůžkový mechanismus 12
1.1.2 Pístový mechanismus 13
1.1.3 Zdviž 13

2 Legislativní předpisy **14**
2.1 Napětí a bezpečnost 14
2.2 Kontroly a zkoušky 14

3 Zdvižný stůl **15**
3.1 Konstrukce osazené hřídele 16
3.2 Počet hřídelí pod přepravovaným břemenem 16
3.3 Kontrola průhybu jedné hřídele 16
3.4 Volba pohonu tratě 18
3.5 Volba ozubené řemenice 19
3.6 Výpočet délky řemenových smyček 20
3.6.1 Návrh hnací řemenové smyčky 20
3.6.2 Návrh hnané řemenové smyčky 21
3.7 Volba ozubeného řemenu 22
3.8 Volba ložiskových jednotek 22

4 Návrh pohonu stolu **23**
4.1 Předběžný výpočet pohonu stolu 23
4.1.1 Výpočet výkonu pohonu stolu 23
4.1.2 Výpočet otáček na výstupním hřídeli převodovky 23
4.1.3 Výpočet kroutícího momentu na výstupním hřídeli převodovky 24
4.2 Volba pohonu stolu 24
4.3 Kontrola rozběhu pohonu stolu 24
4.3.1 Výpočet doby rozběhu 24
4.3.2 Výpočet rozběhového momentu redukovaného na hřídel motoru 24
4.3.3 Výpočet třecího momentu 25
4.3.4 Výpočet momentu zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot 25
4.3.5 Výpočet momentu zrychlujících sil rotujících hmot 25
4.3.6 Výpočet momentu od stálých odporů 26
4.3.7 Výpočet momentu na hřídeli motoru při rozběhu 26
4.4 Výpočet životnosti ložisek 26

5 Konstrukce zdvižného rámu **27**

6 Návrh pojezdu zdvižného rámu **28**
6.1 Určení zatížení pojezdového kola 28
6.2 Volba pojezdového kola 29
6.3 Konstrukce pojezdu 30

7 Návrh protizávaží 31

8 Konstrukce zdvihu 32
8.1 Volba řetězu 32
8.1.1 Výpočet délky řetězu zdvihu 32
8.1.2 Výpočet délky řetězu na straně protizávaží 33
8.1.3 Výpočet hmotnosti řetězu 33
8.2 Upevnění řetězu ke zdvižnému rámu 33
8.3 Volba řetězového kola 34
8.4 Volba ložiskových jednotek 34
8.5 Konstrukce hřídele zdvihu 35
8.6 Výpočet pohonu zdvihu 35
8.6.1 Výpočet momentu k překonání statických odporů 35
8.6.2 Výpočet momentu k překonání dynamických odporů 36
8.7 Volba pohonu zdvihu 38
8.8 Kontrola pera na otlačení 38

9 Nosná konstrukce 39
9.1 Kontrola vzpěrné stability nosných profilů 40

Závěr 41

Seznam použitých zkratek a symbolů 45

Seznam příloh 49

ÚVOD

Výtah (někdy nazývaný také zdviž) je dopravní prostředek z kategorie zdvihadel užívaný jako zdvihací zařízení pro dopravu osob nebo nákladů svislým nebo šikmým směrem po pevné dráze. Výtah je v podstatě plošina, která je tažena nebo tlačena mechanickými prostředky, nejčastěji lany, řetězy nebo hydraulicky. Moderní výtah bývá tvořen kabinou umístěnou ve výtahové šachtě. V minulosti byly výtahy poháněny vodou, párou nebo i lidskou silou, dnes převažuje elektrický pohon. [5]

Obr. 1 Ukázka hydraulické nákladní plošiny s nosností 500 kg [12]

1 ZDVIHACÍ STOLY

Zdvihací stoly jsou speciální typ nákladních výtahů sloužící pro manipulaci s materiálem a překonávání výškových rozdílů. Nachází uplatnění ve většině průmyslových odvětvích jako nakládací rampy nákladních automobilů, montážní stoly, plošiny jako součást výrobních linek, plošinové výtahy mezi podlažími a podobně.

1.1 KONSTRUKCE ZDVIHU

Konstrukce zdvihu lze realizovat pomocí tažného nebo tlačného mechanismu.

1.1.1 NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Řadí se do skupiny tlačných mechanismů. Pohon stolu je řešen pomocí přímočarého hydromotoru. Nůžkové zdvihací stoly bývají i často pojízdné viz. obr. 2.

Obrázek 2 Pojízdný nůžkový zdvihací stůl [10]

1.1.2 PÍSTOVÝ MECHANISMUS

Opět se jedná o mechanismus ze skupiny tlačných mechanismů. Na obr. 3 lze vidět dvou pístový zvedák s montáží pod podlahu a s výkyvnými teleskopickými nosnými rameny.

Obrázek 3 Pístový zvedák [11]

1.1.3 ZDVIŽ

Celá konstrukce je řešena stejným principem jako u výtahu pro přepravu osob. Deska stolu zdviže je tažena řetězem nebo řemenem, tudíž se jedná o tažný mechanismus. Pro zdvih je nutné použit protizávaží nebo navíjení na buben.

Obrázek 4 Zdviž „Prorunner Mk9“ od firmy ConveyorSystemsLTD [6]

2 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY

Bezpečnostní požadavky zdvihacích stolů jsou upraveny normou ČSN EN 1570-1+A1 [2], která stanovuje bezpečnostní požadavky na průmyslové zdvihací stoly pro zvedání a/nebo spouštění zboží a obsluhy kde zdvihací stůl nemíjí pevné nakládací místo a zároveň neslouží pro více než 2 pevná nakládací místa. Jsou zde zahrnuty zdvihací stoly poháněné motorem i ručně, stabilní nebo mobilní.

Dále jsou upraveny i vyhláškou č.19/1979 [3] Českého úřadu bezpečnosti práce a Českého báňského úřadu, která určuje vyhrazená zdvihací zařízení a stanovuje některé podmínky k zajištění jejich bezpečnosti.

2.1 NAPĚTÍ A BEZPEČNOST

Napětí v jakékoliv části zdvihacího stolu vypočítané metodou dovoleného napětí nesmí být vyšší než 2/3 napětí na mezi trvalé deformace použitého materiálu a zároveň nesmí překročit polovinu napětí na mezi pevnosti v tahu použitého materiálu. Tato napětí musí být vypočítána při jmenovitém zatížení zdvihacího stolu, který je používán v souladu s instrukcemi výrobce.

V případě přepravy osob musí být součinitel bezpečnosti vyšší než 8, zatížení touto osobou musí být bráno jako 80 kg a umístěno na plochu 0,2 m x 0,2 m do nejnevhodnější polohy pro výpočet napětí. V ostatních případech musí být součinitel bezpečnosti vyšší jak 4.

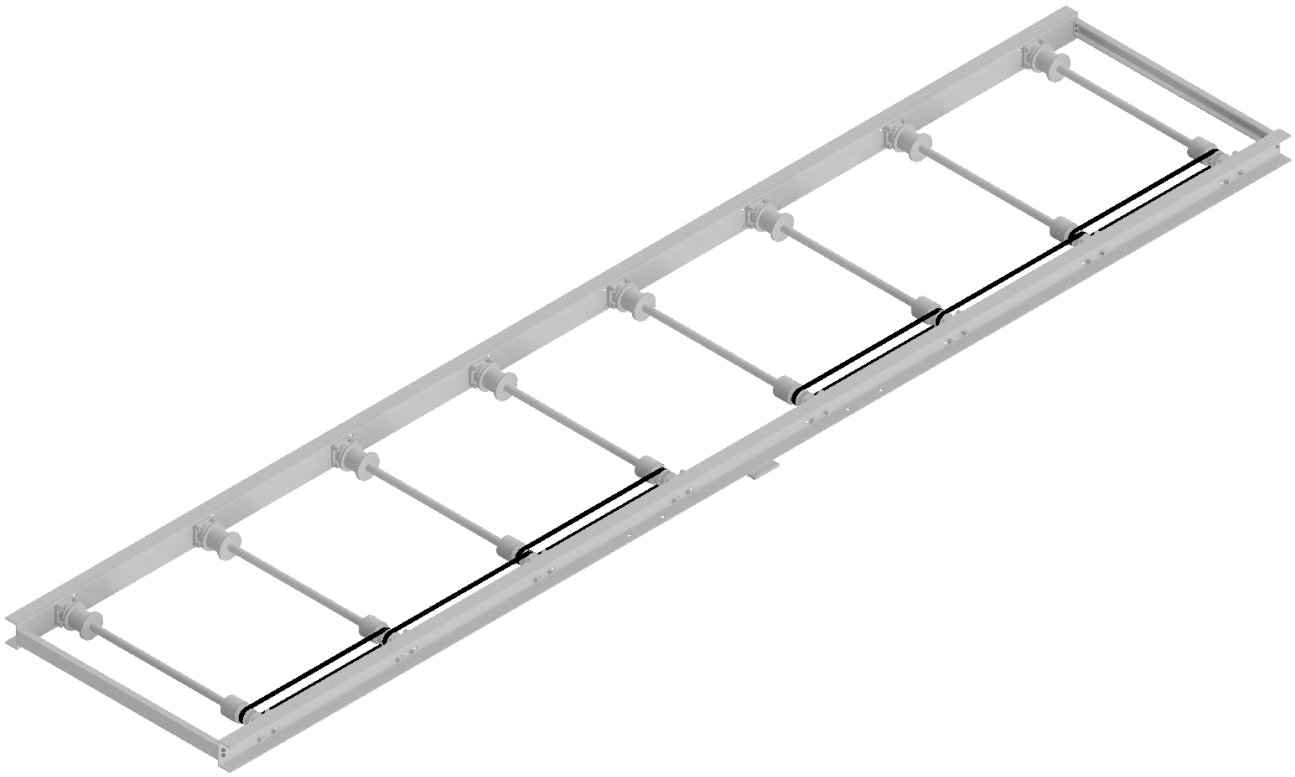
2.2 KONTROLY A ZKOUŠKY

Každý zdvihací stůl musí být vybaven výkresy obsahující hlavní rozměry, instrukčním manuálem, informacemi o výrobním procesu a kontrolami konstrukčních výpočtů a výpočtů stability.

Fyzická či právní osoba provozující zařízení je povinna ověřit bezpečnost každého nového, generální opravou renovovaného nebo rekonstruovaného zařízení ověřovací zkouškou před uvedením do provozu. Ověřovací zkouškou jsou myšleny všechny kontroly konstrukce, výrobní kontroly, vizuální prohlídky, praktické i elektrické zkoušky. Dále je provozovatel povinen nechat podrobit zařízení pravidelným kontrolním prohlídkám a zkouškám.

3 ZDVIŽNÝ STŮL

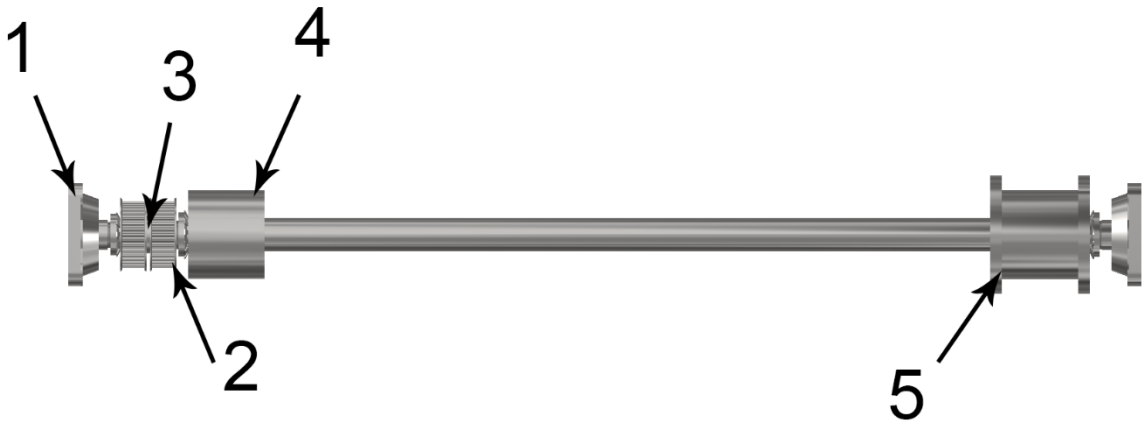
Zdvižný stůl je složen z osazených hřídelí uložených v ložiskových domcích, které jsou připevněny k do rámu stolu. Pohon hřídelí je realizován pomocí motoru se šnekovou převodovkou, který je upevněn na plechu pod stolem. Přenos kroutícího momentu mezi hřídeli je řešen pomocí řemenových převodů. Celá konstrukce zdvižného stolu je zobrazena na obr. 5.



Obrázek 5 Konstrukce zdvižného stolu

3.1 KONSTRUKCE OSAZENÉ HŘÍDELE

Hřídel je usazena ve válečkových domcích (1), které jsou připevněny k rámu stolu. Přenos kroutícího momentu mezi jednotlivými hřídeli je řešen pomocí řemenic (2), které jsou uchyceny přes upínací pouzdro a kroutící moment přenáší přes pera. Mezi řemenicemi se nachází distanční kroužek (3) a jsou zajištěny KM maticí a MB podložkou. Skid s karoserií je dopravován po dvou válečcích (4,5), které jsou uloženy přes pero a také zajištěny pomocí KM matice a MB podložky (viz. obr. 6). Celková délka hřídele je L_h=909 mm.



Obrázek 6 Konstrukce osazené hřídele

3.2 POČET HŘÍDELÍ POD PŘEPRAVOVANÝM BŘEMENEM

Zdvižný stůl bude sloužit k přepravě skidů s karoserií automobilu. Rozměry skidu jsou zřejmé z výkresu skidu (viz. příloha). Vzhledem k požadované nosnosti a rozměrům dopravovaného břemene je zvoleno k_1=8 hnaných hřídelí. Osová vzdálenost hřídelí je stanovena P_h=660 mm. Celková délka tratě je zvolena l=4800 mm z důvodu velikosti skidu. Osovou vzdálenost hřídelí je nutné zkontrolovat, zda vznikne dostatečná vůle v_d pro zastavení břemene.

$$v_d = l_s - P_h \cdot (k_1 - 1) = 4500 - 625 \cdot (8 - 1) = 125\ mm \quad (1)$$

Kde l_s je délka skidu, P_h je osová vzdálenost hřídelí a k_1 je počet hnaných hřídelí.

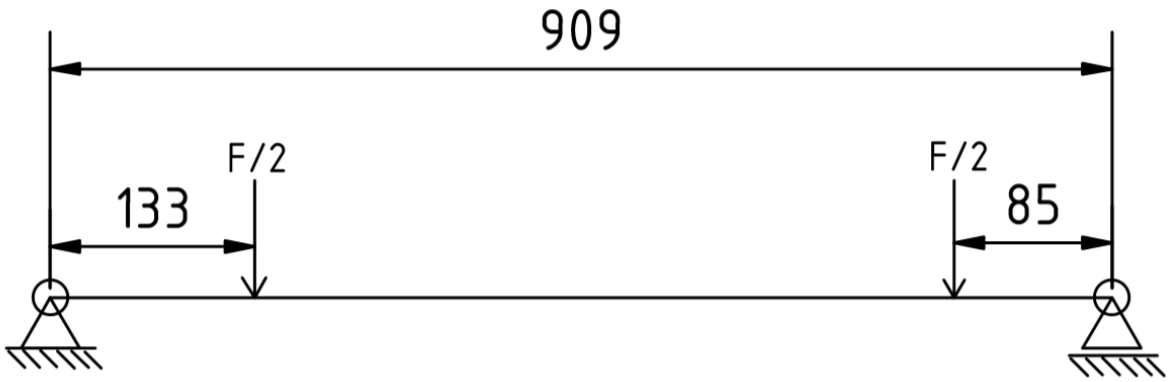
Požadovaná vůle pro zastavení břemene je dostatečná.

3.3 KONTROLA PRŮHYBU JEDNÉ HŘÍDELE

Zatížení jedné hřídele F_h se vypočítá jako podíl maximálního zatížení tratě a počtu hřídelí nacházejících se pod břemenem.

$$F_h = \frac{(m_s + m_k) \cdot g}{k_1} = \frac{(200+650) \cdot 9{,}81}{8} = 1042{,}313\ N \quad (2)$$

Rozložení zatížení jedné hřídele je zřejmé z následujícího obrázku.



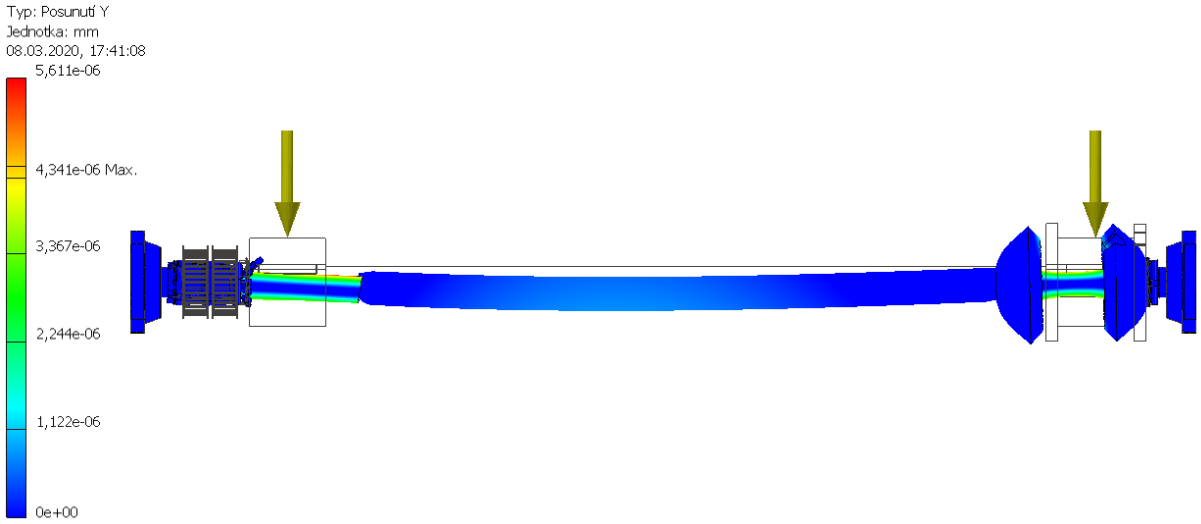
Obrázek 7 Zatížení hřídele

Maximální dovolený průhyb je daný normou ČSN EN 1570-1+A1 [2], která stanovuje průhyb strany do 2 m dle následujícího vzorce.

$$y = 1 + (2 - L_h) = 1 + (2 - 0{,}909) = 2{,}091\ \% \tag{3}$$

$$y_{Dmax} = \frac{L_h \cdot y}{100} = \frac{909 \cdot 2{,}091}{100} = 19{,}007\ mm \tag{4}$$

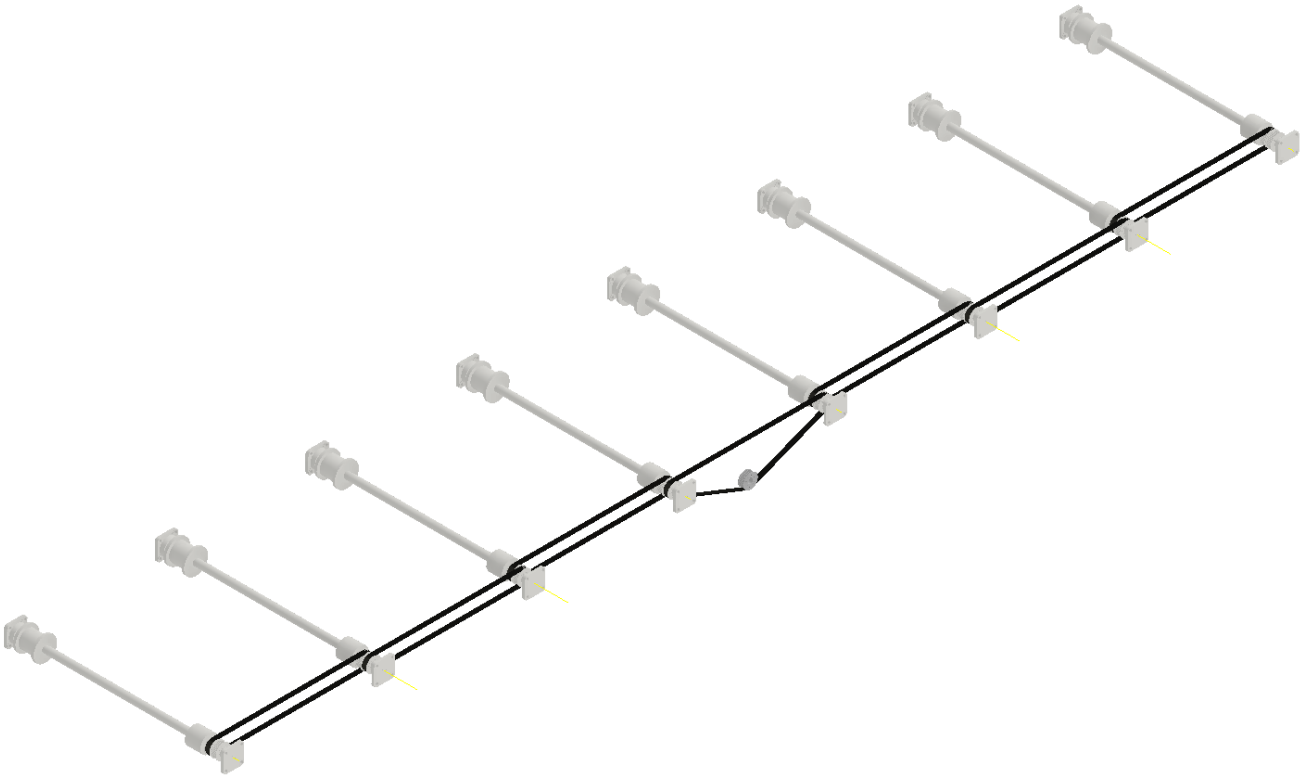
Ze simulace 3D modelu je patrné, že průhyb osazené hřídele v kritických místech nedosáhne maximálních dovolených hodnot.



Obrázek 8 Průhyb osazené hřídele

3.4 VOLBA POHONU TRATĚ

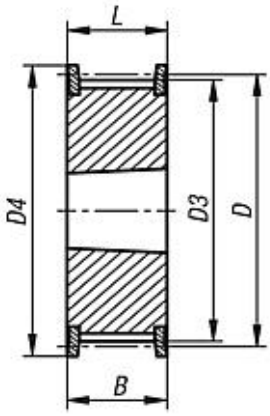
Pohon tratě je zajištěn pomocí ozubených řemenových smyček a centrálně umístěného motoru. Tento způsob pohonu je vhodný díky jednoduché montáži, ceně a absenci nebezpečí prokluzu. Uspořádání pohonu je zobrazeno na obr. 9.



Obrázek 9 Pohon řemenovými smyčkami

3.5 VOLBA OZUBENÉ ŘEMENICE

Pro pohon válečkové tratě je zvolena ozubená řemenice profil HTD 5M, pro montáž s kuželovými upínacími pouzdry od firmy Norelem dle [8] str. 1, obj. č. 22005-0515036. Řemenové kolo je použito jak na hnaných hřídelích, tak i na výstupním hřídeli motoru. Z tohoto důvodu zůstane převodový poměr mezi převodovkou a hřídeli nezměněn. Rozměry řetězového kola jsou zřejmé z obr. 10 a tab.1.

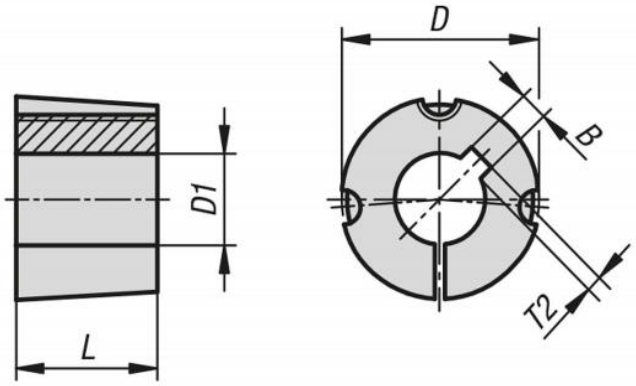


Obrázek 10 Ozubená řemenice pro pohon tratě [8]

Tab. 1 Parametry ozubené řemenice [8]

Objednací číslo	Provedení	Provedení	Materiál základní těleso	Specifikace	počet zubů	D	D1 max.	D3	D4 max.	D5	B	L
22005-0515036	-	H	ocel	fa.taper upínací pouzdro 1108	36	57,3	-	56,16	62	-	22	22

tPro uchycení řemenového kola na hnané hřídele zdvižného stolu je výrobcem doporučeno použít kuželové upínací pouzdro Taper od firmy Norelem dle [7] str. 2, obj. č. 23200-0382222. V případě hnacího řemenového kola upnutého na výstupní hřídel pohonu je použito upínací pouzdro stejné firmy dle [7] str. 2, obj. č. 23200-0382022. Tato pouzdra umožňují okamžitou montáž bez časově náročného a nákladného interního či externího opracování. Jsou vybavena drážkou pro těsné pero a svěracími šrouby. Rozměry obou upínacích pouzder jsou zřejmé z obr. 11 a tab. 1.



Obrázek 11 Kuželové upínací pouzdro [7]

Tab. 2 Parametry upínacího pouzdra [7]

Objednací číslo	Provedení	Materiál základní těleso	L	B	D	D1	T2	pro šroub	Utahovací moment svěrací šrouby (Nm)
23200-0382022	typ 1108	šedá litina	22,3	6	38	20	2,8	1/4 BSW	5,5
23200-0382222	typ 1108	šedá litina	22,3	6	38	22	2,8	1/4 BSW	5,5

3.6 VÝPOČET DÉLKY ŘEMENOVÝCH SMYČEK

Při výpočtu délky řemenových smyček je třeba vypočítat zvlášť délku hnací a hnané řemenové smyčky. Hnací řemenová smyčka bude tvořena třemi řemenicemi a hnaná řemenová smyčka dvěma řemenicemi. Pro tyto výpočty je potřeba znát osové vzdálenosti řemenic a průměr jejich roztečné kružnice.

3.6.1 NÁVRH HNACÍ ŘEMENOVÉ SMYČKY

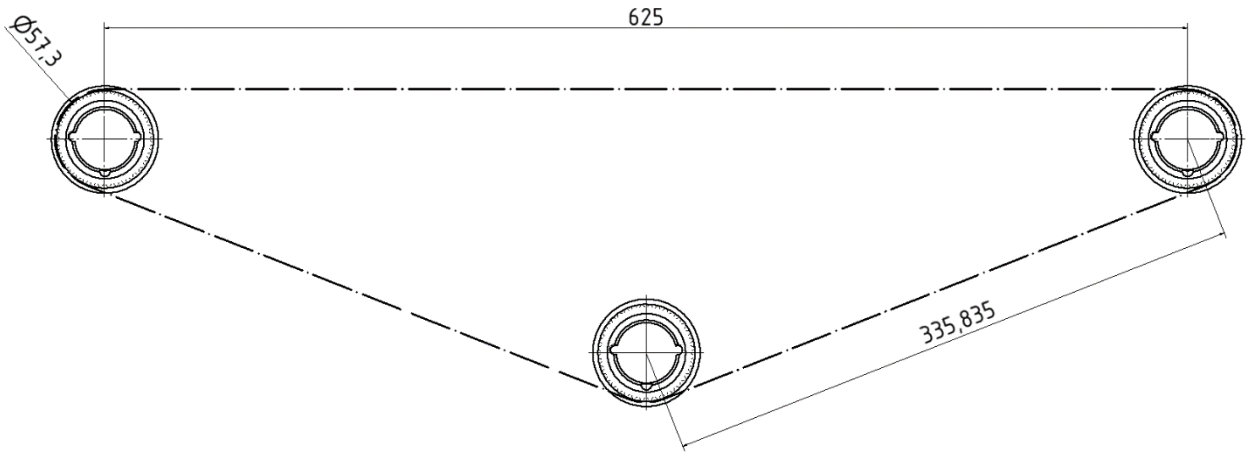
Hnací řemenová smyčka je tvořena dvěma hnanými řemenicemi usazenými na hřídelích zdvižného stolu a stejnou řemenicí na hřídeli pohonu. Celková délka řemenu l_{c1} rovna součtu osových vzdáleností a obvodu řemenice na roztečné kružnici l_{o1}. Osová vzdálenost řemenic je rovna osové vzdálenosti hřídelí, tedy P_h =625 mm. Osová vzdálenost řemenice pohonu a řemenice na hnané hřídeli je určena z 3D modelu, tedy l_v=335,835 mm. Geometrie řemenového převodu je patrná z obr. 12.

$$l_{c1} = P_h + l_{o1} + 2 \cdot l_v \tag{5}$$

$$l_{o1} = \pi \cdot D_{p1} = \pi \cdot 57{,}3 = 180{,}013\ mm \tag{6}$$

Dosazení do rovnice (5).

$$l_{c1} = 625 + 180{,}013 + 2 \cdot 335{,}835 = 1476{,}683\ mm \tag{7}$$



Obrázek 12 Schéma hnací řemenové smyčky

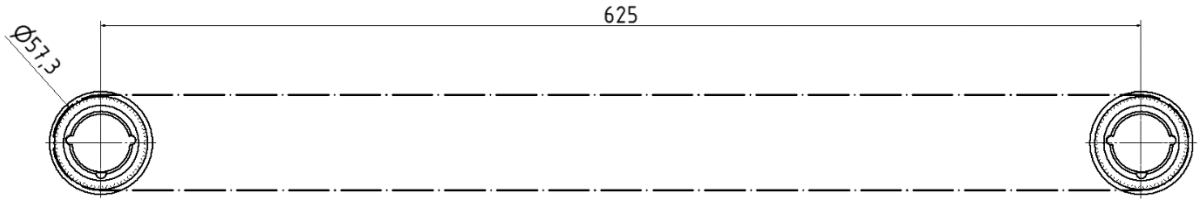
Počet zubů řemene Z_1 je získán podílem celkové délky řemenu a rozteče řemenu, který je dán výběrem řemenice. Výsledný počet zubů je nutné zaokrouhlit na celé číslo, jelikož se řemeny vyrábí jen s celým počtem zubů.

$$Z_{1=}\frac{l_{c1}}{p_1} = \frac{697.057}{5} = 295{,}337 \rightarrow Z_1 = 296 \quad (8)$$

3.6.2 NÁVRH HNANÉ ŘEMENOVÉ SMYČKY

Hnaná řemenová smyčka je tvořena dvěma řemenicemi usazenými na hřídelích zdvižného stolu. Výpočet délky řemenové smyčky l_{c2} je proveden stejným principem jako v předešlé kapitole. Celková délka smyčky je součet dvounásobné osové vzdálenosti hřídelí P_h a obvodu řemenice na roztečné kružnici l_{o1}. Zvolený řemenový převod je patrný z obr. 13.

$$l_{c2} = 2 \cdot P_h + l_{o1} = 2 \cdot 625 + 180{,}013 = 1430{,}013\ mm \quad (9)$$



Obrázek 13 Schéma hnané řemenové smyčky

Celkovou délku smyčky je opět nutné podělit roztečí p_1 k určení počtu zubů Z_2.

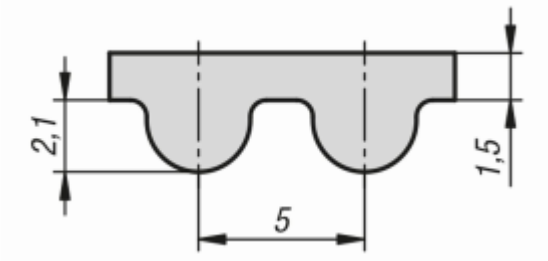
$$Z_2 = \frac{l_{c2}}{p_1} = \frac{1430{,}013}{5} = 286{,}003 \rightarrow Z_2 = 287 \quad (10)$$

Výsledný počet zubů nevyšel opět celé číslo, tak je třeba jej zaokrouhlit.

Napínání řemenových smyček je vyřešeno pomocí drážek v nosných plechách k umožnění pohybu osazené hřídele směrem od středu zdvižného stolu.

3.7 VOLBA OZUBENÉHO ŘEMENU

Pohon hřídelí zdvižného stolu je zajištěn ozubeným řemenem profilu HTD 5M od firmy Norelem dle [9] str. 1 a str. 2, pro hnací řemenovou smyčku obj. č. 22062-0515X0700 a pro hnanou řetězovou smyčku obj. č. 22062-0515X0600. Řemen je tvořen obloukovým profilem zubu podle ISO 13050 s metrickou roztečí. Umožňuje přenést výkon až 8,42kW a otáčky 14000 ot/min. Rozměry řetězu jsou zřejmé z obr. 14 a tab. 3.



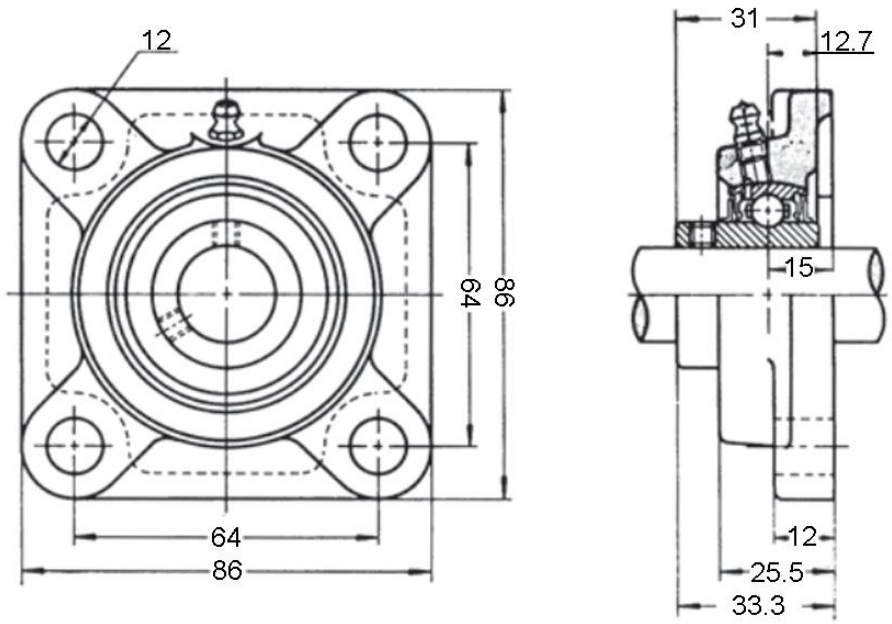
Obrázek 14 Ozubený řemen HTD 5M [9]

Tab. 3 Parametry ozubeného řemenu [9]

Objednací číslo	Šířka řemene	počet zubů	Činná délka
22062-0515X0600	Šířka řemene 15	120	600
22062-0515X0700	Šířka řemene 15	140	700

3.8 VOLBA LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK

Pro uložení nosné hřídele stolu a zároveň k upevnění k rámu stolu jsou zvoleny ložiskové jednotky UCF 202 s jednořadými radiálními ložisky UC 202 a krytkami F 204 od firmy Matis dle [26]. Rozměry ložiskové jednotky jsou zřejmé z obr. 15.



Obrázek 15 Ložiskové těleso UCF 202 [26]

4 NÁVRH POHONU STOLU

K určení pohonu válečkové tratě je nutné vypočítat požadovaný výkon elektromotoru a otáčky na výstupním hřídeli převodovky. Zvolený pohon je nutné zkontrolovat na rozběh. Vzhledem k volbě stejné řemenice osazené jak na výstupním hřídeli převodovky, tak na hnaných hřídelích zdvižného stolu, budou otáčky stejné. Pro výpočet je nutné znát rychlost pohybu břemene po dráze, která je zvolena v_1 = 0,5 m/s.

4.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET POHONU STOLU

4.1.1 VÝPOČET VÝKONU POHONU STOLU

Teoretický výkon P_{1teor} pro pohon stolu je vypočítán jako součin třecí síly F_{t1} a zvolené rychlosti v_1.

$$P_{1teor} = F_{t1} \cdot v_1 \tag{11}$$

Třecí sílu F_{t1} lze vypočítat podle rovnice pro výpočet valivého tření.

$$F_{t1} = \xi_1 \cdot \frac{2 \cdot F_n}{D_h} \tag{12}$$

Kde ξ_1 je rameno valivého odporu mezi skidem a válečkem. Pro materiály ocel – ocel je tato hodnota dle [13] $\xi_1 = 0{,}0005\ m$. F_n je normálová síla rovnající se součtu hmotnosti skidu m_s a hmotnosti karoserie m_k vynásobené tíhovým zrychlením g. D_h je průměr hřídele.

$$F_{t1} = \xi_1 \cdot \frac{2 \cdot (m_s + m_k) \cdot \mathrm{g}}{D_h} = 0{,}0005 \cdot \frac{2 \cdot (200+650) \cdot 9{,}81}{0{,}028} = 297{,}7N$$

Dosazením do rovnice (11) získáme teoretický výkon P_{1teor}.

$$P_{1teor} = F_{t1} \cdot v_1 = 297{,}7 \cdot 0{,}5 = 148{,}85\ \mathrm{W} \tag{13}$$

Skutečný výkon je dán podílem teoretického výkonu a účinností řemenového převodu. Účinnost řemenového převodu se pohybuje dle [14] mezi 95 % až 98 %. Řemenové smyčky jsou řazeny sériově, tudíž účinnost převodu bude η^n, kde n je počet smyček od motoru ke kraji stolu.

$$P_{1skut} = \frac{P_{1teor}}{\eta^n} = \frac{148{,}85}{0{,}95^4} = 182{,}74\ W \tag{14}$$

4.1.2 VÝPOČET OTÁČEK NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI PŘEVODOVKY

Hodnota otáček na výstupním hřídeli n_1 je vypočítána z rychlosti na obvodu hřídele.

$$n_1 = \frac{v_1}{\pi \cdot D_h} = \frac{0{,}5}{\pi \cdot 0{,}028} = 5{,}68\ s^{-1} = 341{,}05\ min^{-1} \tag{15}$$

4.1.3 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI PŘEVODOVKY

Kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky lze získat ze vztahu pro výpočet skutečného výkonu, kde ω_1 je úhlová rychlost výstupního hřídele převodovky.

$$P_{1skut} = M_{k1} \cdot \omega_1 \rightarrow M_{k1} = \frac{P_{1skut}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{182{,}74}{2 \cdot \pi \cdot 6{,}82} = 5{,}12\ Nm \quad (16)$$

4.2 VOLBA POHONU STOLU

Z předchozích vypočítaných parametrů pohonu je zvolen převodový elektromotor se šnekovou převodovkou od firmy SEW-EURODRIVE s typovým označením S37DRN80M4 z [16]. Parametry pohonu jsou zřejmé z tab. 4.

Tab. 4 Parametry pohonu stolu [16]

P_{m1}	n_{m1}	M_{m1}	f_{b1}	i_1	η_{m1}
750 W	363 min^{-1}	18 Nm	1,75	3,97	82,9 %

4.3 KONTROLA ROZBĚHU POHONU STOLU

Zvolený pohon tratě je potřeba zkontrolovat na rozběh, pro který platí následující podmínka:

$$M_m > M_{roz} \quad (17)$$

Kde M_m je rozběhový moment na hřídeli motoru při rozběhu a M_{roz} je moment potřebný k rozběhu tratě.

4.3.1 VÝPOČET DOBY ROZBĚHU

Doba rozběhu t_r je doba, za kterou dosáhne přepravovaný materiál obvodové rychlosti válečků. Hodnota $\mu = 0{,}15$ je součinitel smykového tření pro materiály ocel – ocel dle [15]. Hodnota k_p je počet poháněných hřídelí, tedy $k_p = 8$ a hodnota k_1 je počet hřídelí, nacházejících se v každém okamžiku pod břemenem., tedy $k_1 = 8$.

$$a_1 = \frac{v_1}{t_r} \rightarrow t_r = \frac{v_1}{a_1} = \frac{v_1}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left(\mu - \frac{2 \cdot \xi_1}{D_h}\right)} = \frac{0{,}5}{\frac{8}{8} \cdot 9{,}81 \cdot \left(0{,}15 - \frac{2 \cdot 0{,}0005}{0{,}028}\right)} = 0{,}45\ s \quad (18)$$

4.3.2 VÝPOČET ROZBĚHOVÉHO MOMENTU REDUKOVANÉHO NA HŘÍDEL MOTORU

Rozběhový moment redukovaný na hřídel motoru M_{roz} je dán součtem momentu třecího M_t, momentu zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot M_{zp}, momentu zrychlujících sil rotujících hmot M_{zr} a momentu od stálých odporů M_o.

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o \quad (19)$$

4.3.3 VÝPOČET TŘECÍHO MOMENTU

Třecí moment M_t lze získat z následujícího vzorce, kde m_s je hmotnost skidu, m_k hmotnost karoserie, g je gravitační zrychlení, μ je součinitel smykového tření pro ocel-ocel, D_h je průměr hřídele, i_1 je převodový poměr pohonu válečkové tratě, η je účinnost řemenového převodu a n počet smyček od motoru ke kraji stolu.

$$M_t = (m_s + m_k) \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{D_h}{2 \cdot i_1 \cdot \eta^n} = (200 + 650) \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}15 \cdot \frac{0{,}028}{2 \cdot 3{,}97 \cdot 0{,}95^4} = 5{,}41\ Nm \quad (20)$$

4.3.4 VÝPOČET MOMENTU ZRYCHLUJÍCÍCH SIL PŘÍMOČAŘE SE POHYBUJÍCÍCH HMOT

Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot je dán následujícím vzorcem, kde m_s je hmotnost skidu, m_k hmotnost karoserie, v_1 je rychlost na obvodu hřídele, D_h je průměr hřídele, t_r je doba rozběhu, i_1 je převodový poměř pohonu tratě, η je účinnost řemenového převodu a n počet smyček od motoru ke kraji stolu.

$$M_{zp} = (m_s + m_k) \cdot \frac{v_1 \cdot D_h}{2 \cdot t_r \cdot i_1 \cdot \eta^n} = (200 + 650) \cdot \frac{0{,}5 \cdot 0{,}028}{2 \cdot 0{,}45 \cdot 3{,}97 \cdot 0{,}95^4} = 4{,}08\ Nm \quad (21)$$

4.3.5 VÝPOČET MOMENTU ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT

Moment zrychlujících rotujících hmot lze vypočítat z následujícího vzorce, kde k_p je počet poháněných hřídelí, J je moment setrvačnosti hřídele, ε_1 je úhlové zrychlení jedné hřídele, i_1 je převodový poměr pohonu válečkové tratě, η je účinnost řetězového převodu a n je počet smyček od motoru ke kraji stolu.

$$M_{zr} = k_p \cdot J \cdot \varepsilon_1 \cdot \frac{1}{i_1 \cdot \eta^n} \quad (22)$$

Hodnota momentu setrvačnosti J osazené hřídele je rovna součtu všech momentů setrvačnosti jednotlivých částí osazené hřídele.

$$J = \sum m \cdot R^2 = m_{v1} \cdot R_v^2 + m_{v2} \cdot R_v^2 + m_h \cdot \left(\frac{D_h}{2}\right)^2 + 2 \cdot \left(m_{ř} \cdot R_{ř}^2\right) + 2 \cdot \left(m_{up} \cdot R_{up}^2\right) \quad (23)$$

$$J = 1{,}98 \cdot 0{,}038^2 + 3{,}11 \cdot 0{,}038^2 + 3{,}82 \cdot \left(\frac{0{,}028}{2}\right)^2 + 2 \cdot (0{,}26 \cdot 0{,}029^2) + 2 \cdot (0{,}1 \cdot 0{,}01^2)$$

$$J = 0{,}009\ kg \cdot m^2$$

Kde m_{v1} je hmotnost válečku, R_v je poloměr setrvačnosti válečku, m_{v2} je hmotnost válečku s drážkami, m_h je hmotnost hřídele, D_h je průměr hřídele, $m_{ř}$ je hmotnost řemenice, $R_{ř}$ je poloměr setrvačnosti řemenice, m_{up} je hmotnost upínacího pouzdra a R_{up} je poloměr setrvačnosti upínacího pouzdra.

Úhlové zrychlení ε_1 jedné hřídele je dáno následujícím vztahem.

$$\varepsilon_1 = \frac{\omega_h}{t_r} = \frac{2 \cdot v_1}{t_r \cdot D_h} = \frac{2 \cdot 0{,}5}{0{,}45 \cdot 0{,}028} = 79{,}36\ s^{-2} \tag{24}$$

Vše nyní dosadíme do původního vztahu (22).

$$M_{zr} = 8 \cdot 0{,}009 \cdot 79{,}36 \cdot \frac{1}{3{,}97 \cdot 0{,}95^4} = 1{,}77\ Nm$$

4.3.6 VÝPOČET MOMENTU OD STÁLÝCH ODPORŮ

Jedná se o statický moment vypočítaný v kapitole 4.1.3

$$M_o = M_{k1} = 5{,}12\ Nm \tag{25}$$

4.3.7 VÝPOČET MOMENTU NA HŘÍDELI MOTORU PŘI ROZBĚHU

$$M_m = f_{b1} \cdot \frac{P_m 1}{\omega_{m1}} = f_{b1} \cdot \frac{P_{m1}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m1}} = 3{,}97 \cdot \frac{750}{2 \cdot \pi \cdot \frac{363}{60}} = 78{,}32\ Nm \tag{26}$$

Kde f_{b1} je provozní faktor SEW-FB, P_{m1} je výkon motoru, n_{m1} jsou otáčky motoru.

Vypočítané hodnoty z předešlých kapitol dosadíme do rovnice (19).

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o = 5{,}41 + 4{,}08 + 1{,}77 + 5{,}12 = 16{,}38\ Nm$$

Porovnáním podle vzorce (17) je ověřena schopnost rozběhu pohonu tratě.

$$M_m > M_{roz} \rightarrow 78{,}32\ Nm > 16{,}38\ Nm \rightarrow VYHOVUJE$$

4.4 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK

Po výpočtu otáček na hřídeli v kapitole 4.1.2 lze nyní vypočítat životnost ložiska uloženého v ložiskové jednotce z kapitoly 3.8. dle [26] str. 626. Vypočtená životnost je dvojnásobná z důvodu symetrického uložení hřídele na obou koncích.

$$L_1 = 2 \cdot \left(\frac{C_1}{F_h}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_1}\right) = 2 \cdot \left(\frac{9{,}56}{1{,}042}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 341{,}05}\right) = 75479{,}88\ hr \tag{27}$$

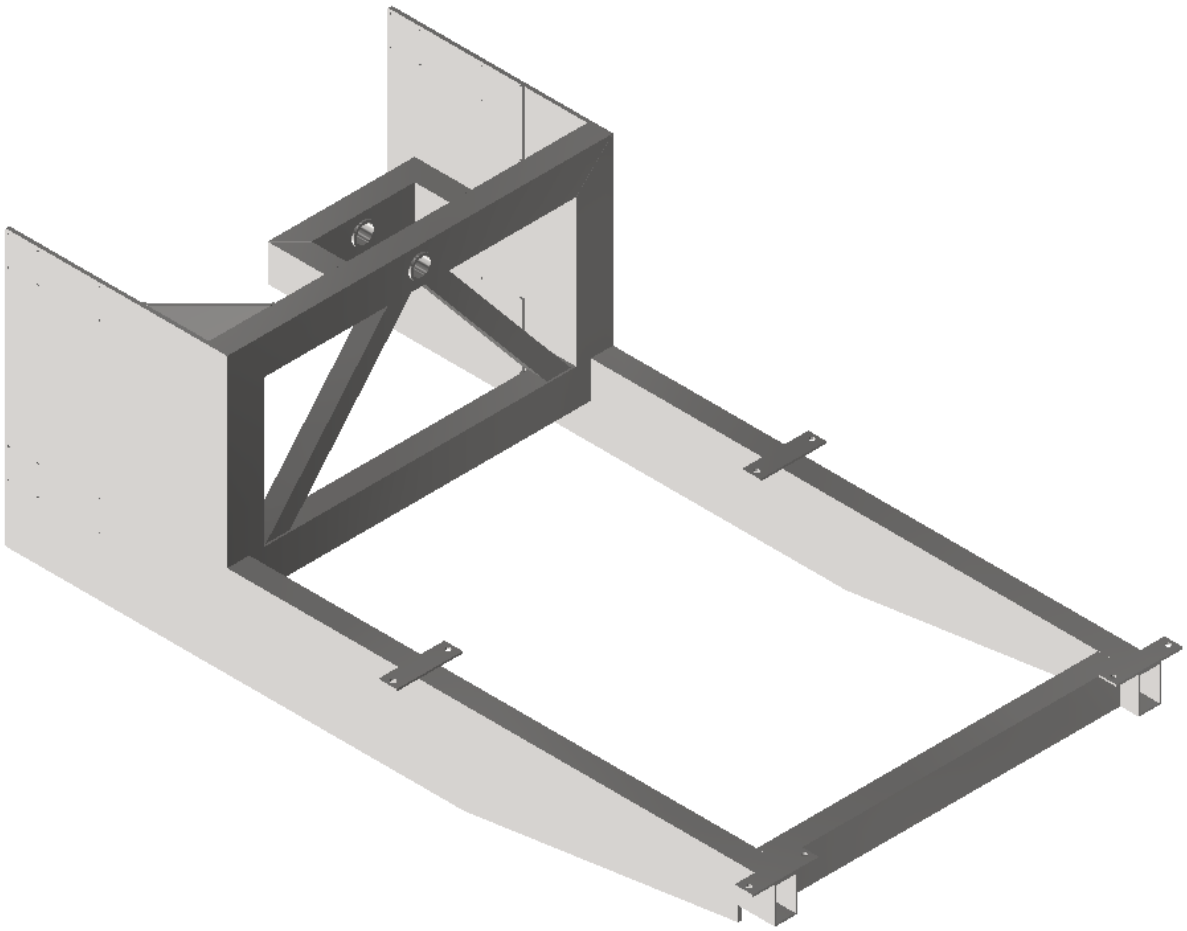
Kde C_1 je základní dynamická únosnost ložiska, F_h je zatížení jedné hřídele a n_1 jsou otáčky hřídele.

Výsledná životnost L_{n1} vypočtená z modifikované rovnice trvanlivosti dle [1] str. 631, zahrnuje součinitel spolehlivosti a_1 pro spolehlivost 99 % a součinitel modifikované trvanlivosti a_{ISO}.

$$L_{n1} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_1 = 0{,}25 \cdot 0{,}5 \cdot 75479{,}88 = 9434{,}985\ hr \tag{28}$$

5 KONSTRUKCE ZDVIŽNÉHO RÁMU

Zdvižný rám je konstruován jako svařenec z uzavřených ocelových profilů a plechů. Hlavní nosná část je tvořena z obdélníkových profilů 100x60x4 ČSN EN 10305-5. Tyto obdélníkové profily jsou dodané výrobcem Kondor [17]. Součástí konstrukce jsou i dva 10 mm plechy, které slouží nejen jako spojovací část pojezdu a rámu, ale i jako podpěra pro hlavní nosné profily. V těchto plechách jsou vytvořeny otvory pro upevnění upínacích desek pro zadní pojezdová kola a dva zadní obdélníkové profily. Upínací desky pro přední i zadní pojezdová kola jsou umístěny pod úhlem 45°. Čelo rámu je vyztuženo čtvercovými profily 50x3 ČSN EN 10305-5, taktéž od firmy Kondor [18]. Zdvižný stůl je ke zdvižnému rámu upevněn na hlavní nosnou část pomocí šroubů a upínacích desek. Stůl je odsazen od čela rámu z důvodu velikosti přepravovaného břemene. Při návrhu zdvižného rámu se vycházelo z [4] str. 23. Celá konstrukce zdvižného rámu je patrná z obr. 16.



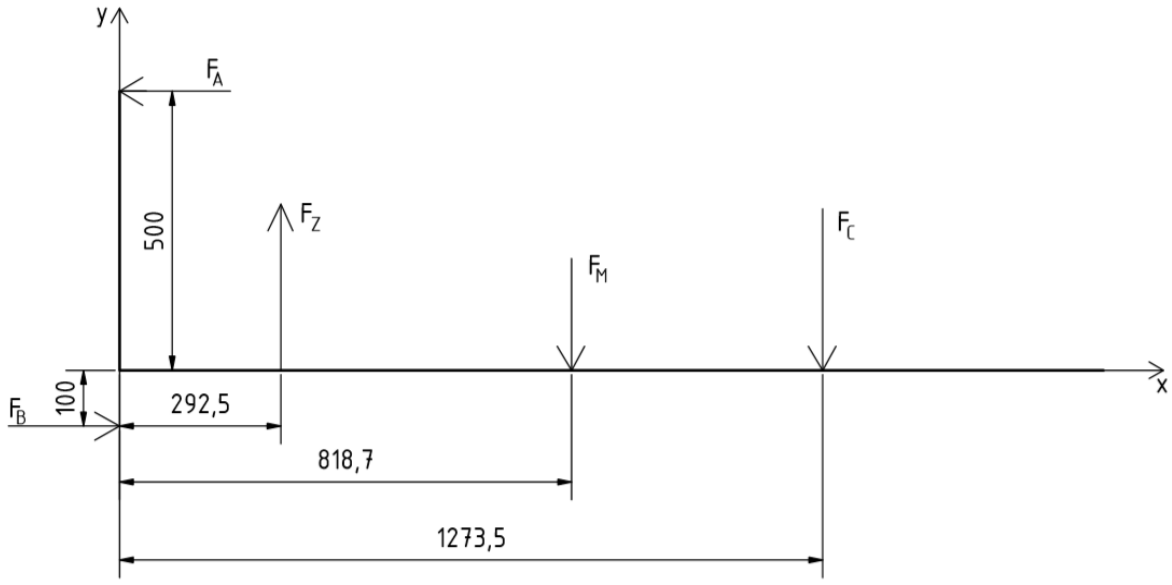
Obrázek 16 Konstrukce zdvižného rámu

6 NÁVRH POJEZDU ZDVIŽNÉHO RÁMU

Pojezd zdvižného rámu je tvořen dvěma čtvercovými profily a pojezdovými koly. Pootočením profilů o 45° a použitím dvou pojezdových kol v každém bodě dotyku lze dosáhnout pojezdu s bočním vedením bez nutnosti použití vodícího kola, jelikož tento typ pojezdu zároveň plní i funkci vodící.

6.1 URČENÍ ZATÍŽENÍ POJEZDOVÉHO KOLA

Pro volbu pojezdových kol je nutné znát zatížení jednoho kola. Tuto hodnotu lze získat ze statické rovnováhy. Hmotnost zdvižného stolu m_{st} = 178,11 kg a vzdálenosti působišť sil jsou určeny z 3D modelu. Zatížení celého rámu je zřetelné na obr. 17.



Obrázek 17 Zatížení zdvižného rámu

Kde F_A a F_B jsou zatížení pojezdových kol, F_Z je síla od zavěšení stolu, F_M je síla působící od zatížení pohonem zdvižného stolu a F_C je celková síla působící od zdvižného stolu a přepravovaného břemene.

$$\sum F_x = 0 : F_A - F_B = 0 \tag{29}$$

$$\sum F_Y = 0 : F_Z - F_M - F_C = 0 \tag{30}$$

$$\sum M_0 = 0 : F_Z \cdot 0{,}293 - F_M \cdot 0{,}819 - F_C \cdot 1{,}274 + F_A \cdot 0{,}5 + F_B \cdot 0{,}1 = 0 \tag{31}$$

Kde M_0 je moment k počátečnímu bodu os x a y.

$$F_C = (m_{st} + m_s + m_k) \cdot \mathrm{g} = (178{,}11 + 200 + 650) \cdot 9{,}81 = 10085{,}759\ \mathrm{N} \tag{32}$$

$$F_M = m_m \cdot \mathrm{g} = 20 \cdot 9{,}81 = 196{,}2\ \mathrm{N} \tag{33}$$

$$F_Z = F_C + F_M = 9623{,}316 + 196{,}2 = 9819{,}516\ N \tag{34}$$

$$F_A = \frac{F_M \cdot 0{,}819 + F_C \cdot 1{,}274 - F_Z \cdot 0{,}293}{0{,}6} \tag{35}$$

$$F_A = \frac{196{,}2 \cdot 0{,}819 + 10085{,}759 \cdot 1{,}274 - 9769{,}385 \cdot 0{,}293}{0{,}6} = 16912{,}525\ N$$

$$F_A = F_B = 16912{,}525\ N \tag{36}$$

Výsledné zatížení pojezdového kola je vzhledem k symetrii stolu poloviční. Nosnost pojezdových kol je zpravidla udávána v kilogramech.

$$m_{max} = \frac{F_A}{2 \cdot g} = \frac{16912{,}525}{2 \cdot 9{,}81} = 862{,}004\ kg \tag{37}$$

6.2 VOLBA POJEZDOVÉHO KOLA

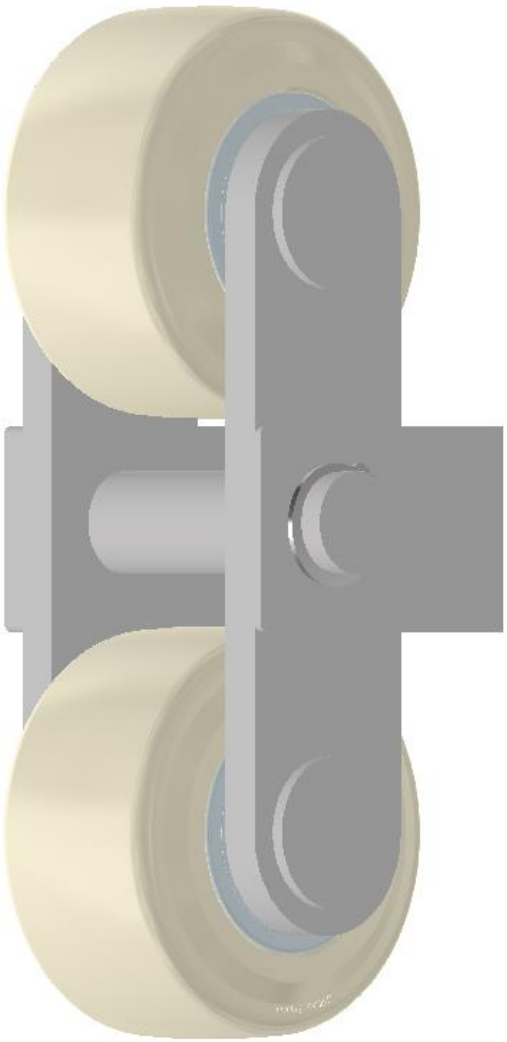
Pro pojezd zdvižného rámu je zvoleno pojezdové kolo Blickle GSPO 65/15K, obj. č. 754379 [19]. Kolo je vyrobeno z litého polyamidu pro vysoké zatížení a je vybaveno kuličkovým ložiskem. Vyznačuje se velmi nízkým valivým a smykovým odporem, je otěruvzdorné a zajišťuje lehký chod na hladkém povrchu. Parametry kola jsou uvedeny v tab. 5.

Tabulka 5 Parametry pojezdového kola Blickle [19]

Průměr kola	D_k	65 mm
Šířka kola	b_k	40 mm
Nosnost	m_{nk}	650 kg
Průměr pro osu	d_k	45 mm
Hmotnost	m_{kolo}	0,3 kg

6.3 KONSTRUKCE POJEZDU

Z důvodu vyššího zatížení kola než je jeho nosnost je konstrukce pojezdu navržena pro tandemové uspořádání dvou kol. Z tohoto důvodu bude požadovaná nosnost poloviční. Samotný pojezd je konstruován pomocí otočného čepu a dvou čepů pojezdových kol, které jsou zajištěny pomocí pojistných kroužků. Konstrukce pojezdu je přivařena ke zdvižnému rámu, v případě nutnosti výměny kola se uvolní pojistný kroužek, vysune se čep a konzole s koly se vysune ven. Konstrukce pojezdu je zobrazena na obr. 18.



Obrázek 18 Konzole pojezdu

Vypočet zatížení jednoho kola.

$$\frac{m_{max}}{2} < m_{nk} \tag{38}$$

$$\frac{862{,}004}{2} < 650 \rightarrow 431{,}002 < 650 \rightarrow VYHOVUJE$$

7 NÁVRH PROTIZÁVAŽÍ

Z důvodů snížení požadavků na výkon pohonu zdviže je třeba část zatížení kompenzovat protizávažím. Hmotnost tohoto protizávaží je dle [4] str. 27 doporučena na 40 % až 50 % hmotnosti břemene.

Hmotnost zdvižného stolu	178 kg
Hmotnost zdvižného rámu	206 kg
Hmotnost skidu	200 kg
Hmotnost karoserie	650 kg
Požadovaná hmotnost protizávaží	493–617 kg

Konstrukce protizávaží je navržena z 20 ocelových plátů o rozměrech 600x150x50 ČSN EN 42 5524. Jednotlivé pláty jsou staženy pomocí dvou tyčí o průměru 20 mm, které jsou na koncích opatřeny závity sloužící pro zajištění pomocí matic a podložek. Závěs protizávaží se nachází nad těžištěm, aby nedocházelo k nechtěným vibracím a zvýšenému tlaku. Protizávaží je na bocích osazeno nasouvacími kluznými profily [20], kódové označení 211310022, které jsou vyrobeny z „materiálu S“ založeném na čistém ultravysokomolekulárním nízkohustotním polyetylénu. Součástí nosné konstrukce je vedení protizávaží, které je opatřeno páskou pro kluzné vedení [21], kódové označení 17101001. Páska je usazena do vyfrézované drážky a upevněna pomocí methylakrylátového lepidla. Skutečná hmotnost protizávaží je získána ze 3D modelu $m_z = 558$ kg.

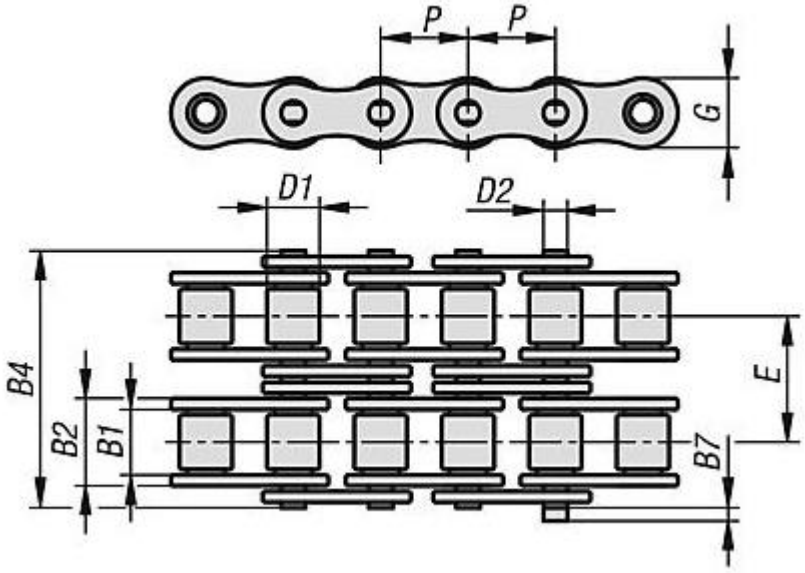
Obrázek 19 Protizávaží

8 KONSTRUKCE ZDVIHU

Konstrukce zdvihu bude zajištěna řetězem přes řetězové kolo umístěné na hřídeli zdvihu a zajištěné pomocí pera. Hřídel zdvihu bude uložena v ložiskových jednotkách, které budou upevněny šrouby na nosnou konstrukci. Pohon zdvihu bude realizován asynchronním motorem se šnekovou převodovkou vybavený brzdou.

8.1 VOLBA ŘETĚZU

Pohon zdviže bude zajišťovat dvouřadý válečkový řetěz 24B-2 DIN ISO 606 od firmy Norelem dle [22], str. 2, obj. číslo 22201-1121000131 s délkovou hmotností $m_{ř}$ = 13,4 kg/m a se silou na mezi pevnosti 280 kN. Rozměry jsou zřejmé z obr. 20 a tab. 5.



Obrázek 20 Válečkový řetěz dvojitý 24B-2 [22]

Tabulka 5 Parametry válečkového řetězu [22]

Objednací číslo	Č. ISO	Dělení stupnice palce	Dělení stupnice mm	B2	B4	B7	D1	D2	E	G	~L	Počet článků	Síla na mezi pevnosti F min. kN
22201-1121000131	24 B-2	1 1/2X1	38,1 x 25,4	37,92	101,8	6,6	25,4	14,63	48,36	33,4	~5000	131	280

8.1.1 VÝPOČET DÉLKY ŘETĚZU ZDVIHU

Celková délka řetězu zdvihu je dána součtem délky řetězu na straně zdvižného rámu $l_{ř1}$, teoretické délky řetězu na straně protizávaží $l_{ř2teor}$ a z půlky délky obvodu řetězového kola zdvihu na roztečné kružnici $l_{o2}/2$, protože řetěz obepíná 180° řetězového kola. Potřebné délky jsou získány z 3D modelu.

$$l_{c3} = l_{ř1} + l_{ř2teor} + \frac{l_{o2}}{2} = l_{ř1} + l_{ř2teor} + \frac{\pi \cdot D_{p2}}{2} = 5300 + 600 + \frac{\pi \cdot 376{,}62}{2} = 6491{,}59\ mm \quad (39)$$

Výslednou délku je nutné přepočítat na počet článků řetězu.

$$C_3 = \frac{l_{c3}}{p_2} = \frac{6491{,}59}{38{,}1} = 170{,}38 \quad (40)$$

Výsledný počet článků je zaokrouhlen nahoru na $C_3 = 171$.

8.1.2 VÝPOČET DÉLKY ŘETĚZU NA STRANĚ PROTIZÁVAŽÍ

Z důvodu zaokrouhlení počtu článků je nutné přepočítat teoretickou délku řetězu na straně protizávaží $l_{ř2teor}$ na skutečnou délku řetězu na straně protizávaží $l_{ř2}$.

$$l_{ř2} = C_3 \cdot p_2 - l_{ř1} - \frac{\pi \cdot D_{p2}}{2} = 171 \cdot 38{,}1 - 5300 - \frac{\pi \cdot 376{,}62}{2} = 623{,}5\ mm \quad (41)$$

8.1.3 VÝPOČET HMOTNOSTI ŘETĚZU

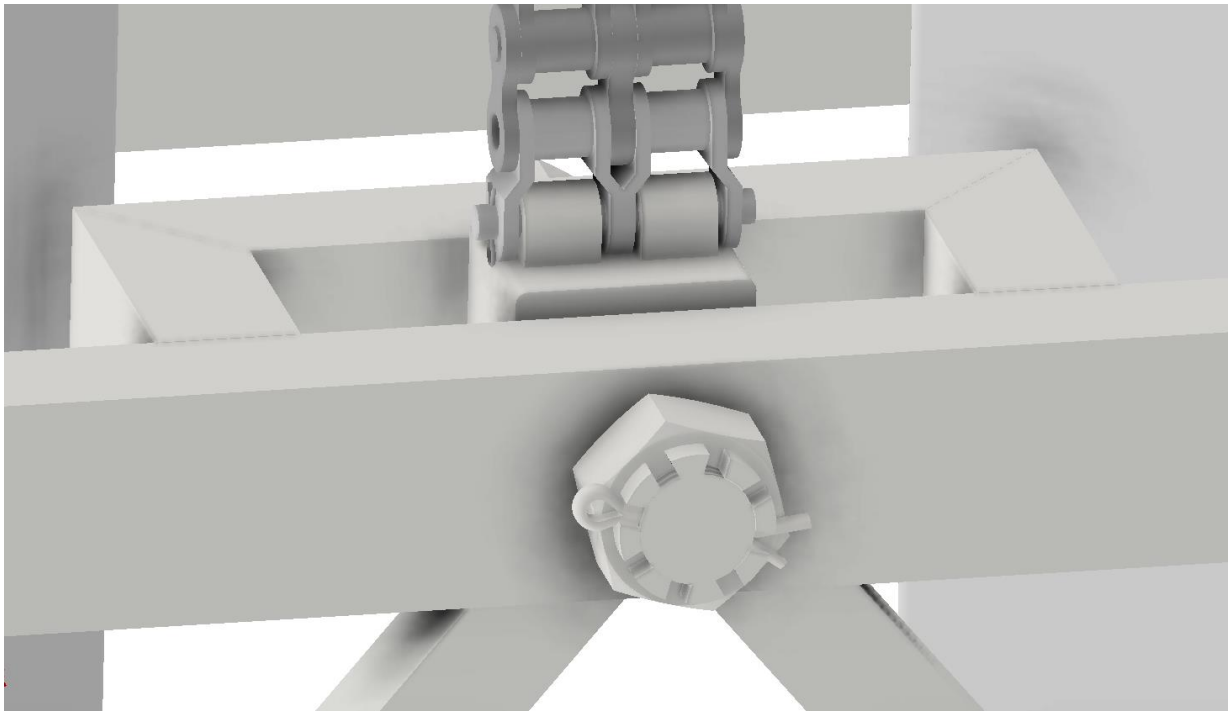
Výsledné hmotnosti řetězu na straně zdvižného rámu $m_{ř1}$ a na straně protizávaží $m_{ř2}$ jsou dány součinem délky části řetězu a délkové hmotnosti $m_ř$ z kapitoly 8.1.

$$m_{ř1} = l_{ř1} \cdot m_ř = 5{,}3 \cdot 13{,}4 = 71{,}02\ kg \quad (42)$$

$$m_{ř2} = l_{ř2} \cdot m_ř = 0{,}624 = 8{,}35\ kg \quad (43)$$

8.2 UPEVNĚNÍ ŘETĚZU KE ZDVIŽNÉMU RÁMU

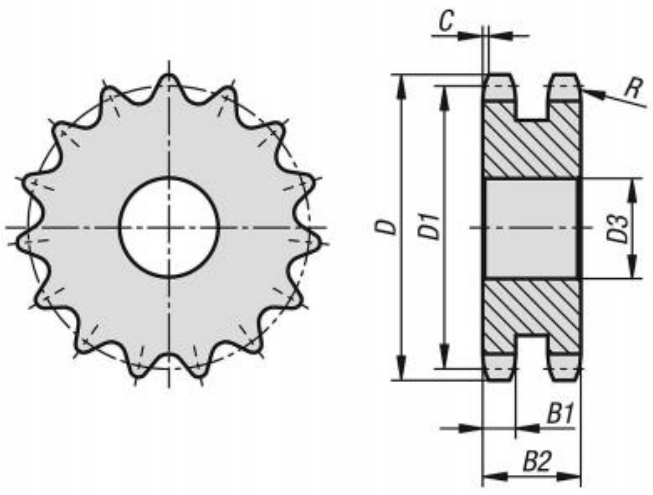
Řetěz je upevněn ke zdvižnému rámu přes konzoli, kterou je nutné vyrobit. Konzola je ke zdvižnému rámu připevněna pomocí čepu a zajištěna korunovou maticí se závlačkou. Řetěz je ke konzoli upevněn pomocí řetězových spojek příslušného řetězu. Celý spoj je zobrazen na obr. 21.



Obrázek 21 Upevnění řetězu ke zdvižnému rámu

8.3 VOLBA ŘETĚZOVÉHO KOLA

Pro pohon zdviže je zvoleno řetězové kolo DIN ISO 606 bez náboje pro dvouřadý řetěz 24B-2 od firmy Norelem dle [23], str. 2, obj. číslo 22265-21121000031. Před montáží je nutné zvětšit předvrtaný otvor na průměr hřídele zdvihu. Přenos kroutícího momentu z hřídele na kolo bude zajištěn pomocí pera. Řetězové kolo bude zajištěno z každé strany pomocí pojistného kroužku. Rozměry řetězového kola jsou zřejmé z obr. 22 a tab. 6.



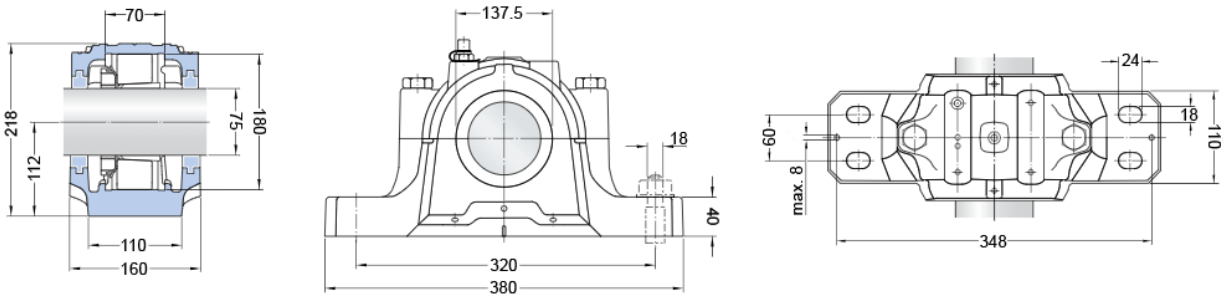
Obrázek 22 Řetězové kolo diskové, dvojité DIN ISO 606 [23]

Tabulka 6 Parametry řetězového kola [23]

Objednací číslo	Č. ISO	Dělení stupnice palce	Dělení stupnice mm	počet zubů	D	D1	D3 max.	B1	B2	C	R
22265-21121000031	24 B-2	1 1/2X1	38,1 x 25,4	31	391,5	376,62	40	23,6	72	4	38

8.4 VOLBA LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK

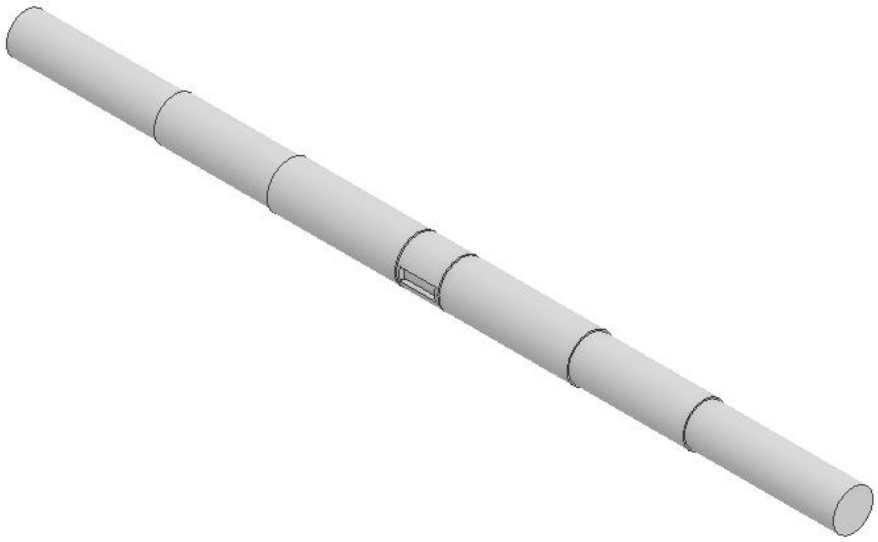
Pro uložení hřídele zdvihu a zároveň upevnění zdvižného mechanismu k nosné konstrukci jsou zvoleny ložiskové jednotky FSNL 520-617 s jednořadými soudečkovými ložisky C 2317 K uloženými v pouzdře H 2317 od firmy SKF dle [24]. Soudečková ložiska jsou vhodná pro vyšší zatížení a umožňují naklápění. Rozměry ložiskové jednotky jsou zřejmé z obr. 23.



Obrázek 23 Ložisková jednotka FSNL 520-617 [24]

8.5 KONSTRUKCE HŘÍDELE ZDVIHU

Hřídel zdvihu bude namáhán kroutícím a ohybovým momentem. Průměr hřídele pro osazení ložisek je 75 mm, pro řetězové kolo je 80 mm a pro pohon zdvihu je stanoven výrobcem převodovky na průměr 70 mm a délku 240 mm. Celková délka hřídele je 1444 mm. Hřídel zdvihu je zobrazen na obr. 24.



Obrázek 24 Hřídel zdvihu

8.6 VÝPOČET POHONU ZDVIHU

K určení pohonu zdviže je nutné vypočítat moment potřebný na hřídeli motoru, který je daný součtem momentu k překonání statických odporů a momentu k překonání dynamických odporů. Je taktéž nutné splnit pracovní takt $t_z = 60$ s, který je daný v cílech práce.

8.6.1 VÝPOČET MOMENTU K PŘEKONÁNÍ STATICKÝCH ODPORŮ

Jedná se o moment potřebný k překonání pasivních odporů, mezi které se v tomto případě řadí tíhové zrychlení působící na zdvižný stůl, zdvižný rám, skid s karoserií, protizávaží, řetěz a pojezdová kola a třecí sílu pojezdových kol. Nejdříve je vhodné vypočítat součet hmotností všech výše uvedených částí, kde je dle znaménkové konvence pro hmotnosti protizávaží a řetězu na zadní straně zdviže záporné znaménko. Celková hmotnost m_c je dosazena do výpočtu statického momentu. Potřebné hodnoty hmotností jsou uvedeny v předešlých kapitolách.

$$M_{kstat} = (m_c \cdot g + F_{t2}) \cdot \frac{D_{p2}}{2} \tag{44}$$

Kde m_c je celková hmotnost, F_{t2} je třecí síla pojezdových kol a D_{p2} je průměr řetězového kola.

$$m_c = m_{st} + m_r + m_s + m_k + m_m + 16 \cdot m_{kolo} + m_{ř1} - m_{ř2} - m_z \quad (45)$$

$$m_c = 178{,}11 + 206 + 200 + 650 + 20 + 16 \cdot 0{,}3 + 71{,}02 - 8{,}35 - 558 = 763{,}58\ kg$$

Kde m_{st} je hmotnost zdvižného stolu, m_r je hmotnost zdvižného rámu, m_s je hmotnost skidu, m_k je hmotnost karoserie, m_m je hmotnost pohonu, m_{kolo} je hmotnost pojezdového kola, $m_{ř1}$ je hmotnost řetězu na straně zdvižného rámu, $m_{ř2}$ je hmotnost řetězu na straně protizávaží a m_z je hmotnost protizávaží.

Vypočtenou hodnotu celkové hmotnosti dosadíme do předchozí rovnice (45). Za třecí sílu pojezdových kol dosadíme vztah pro výpočet tření jako v kapitole 4.1.1.

$$M_{kstat} = \left(m_c \cdot g + \frac{2 \cdot 2 \cdot F_A \cdot \xi_2}{D_k}\right) \cdot \frac{D_{p2}}{2}$$

$$M_{kstat} = \left(763{,}58 \cdot 9{,}81 + \frac{2 \cdot 2 \cdot 16912{,}525 \cdot 0{,}002}{0{,}065}\right) \cdot \frac{0{,}376}{2} = 1799{,}585\ Nm$$

Kde m_c je celková hmotnost, g je tíhové zrychlení, F_A je zatížení jednoho pojezdového kola, D_k je průměr kola, D_{p2} je průměr roztečné kružnice řetězového kola a ξ_2 je rameno valivého odporu pro materiál polymer – ocel dle [13].

8.6.2 VÝPOČET MOMENTU K PŘEKONÁNÍ DYNAMICKÝCH ODPORŮ

Jedná se o moment potřebný k rozběhu nebo brždění, který je daný součinem redukovaného momentu setrvačnosti I_{red} a úhlového zrychlení na hřídeli motoru ε_2. Redukovaný moment setrvačnosti lze získat ze vztahu pro součet kinetických energií rotačních a translačních pohybů. Pro výpočet je zvolena rychlost zdvihu v_{zteor} = 1 m/s a zrychlení a_z = 0,5 m/s^2. Nejdříve je nutné vypočítat ze zvolené rychlosti teoretické otáčky n_{2teor} na výstupním hřídeli převodovky.

$$n_{2teor} = \frac{v_{zteor}}{\pi \cdot D_{p2}} = \frac{1}{\pi \cdot 0{,}376} = 0{,}846\ s^{-1} = 50{,}794\ min^{-1} \quad (46)$$

Kde v_{zteor} je zvolená rychlost zdvihu a D_{p2} je průměr roztečné kružnice řetězového kola.

Dle vypočítaných otáček výstupního hřídele rovnicí (46) je předběžně zvolen převodový motor S77DRN132S4 [25] od firmy SEW-EURODRIVE. Výstupní otáčky motoru jsou n_2 = 51 ot/min. Ze výstupních otáček je nutné určit skutečnou rychlost zdvihu v_z a skutečnou úhlovou rychlost hřídele ω_2.

$$v_z = D_{p2} \cdot n_2 \cdot \pi = 0{,}376 \cdot \frac{51}{60} \cdot \pi = 1{,}004\ m \cdot s^{-1} \quad (47)$$

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{51}{60} = 5{,}34\ s^{-1} \quad (48)$$

Následně lze vypočítat požadovaný moment k překonání dynamických odporů.

$$M_{kdyn} = I_{red} \cdot \varepsilon_2 \quad (49)$$

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{p} I_i \cdot \omega_i^2 + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{q} m_j \cdot v_j^2 \quad (50)$$

Rotační pohyb koná hřídel zdvihu spolu s řetězovým kolem jako soustava, jejichž úhlová rychlost je stejná jako úhlová rychlost ω_2 na výstupu převodového motoru a pojezdová kola zdviže s úhlovou rychlostí ω_k. Pro soustavu hřídele je $I_1 = 0{,}947$ kg·m^2 a pro pojezdové kolo $I_2 = 0{,}0002$ kg·m^2. Translační pohyb konají všechny části zdviže rychlostí v_z o hmotnosti m_c vypočítané v kapitole 8.6.1. Vyjádřením redukovaného momentu I_{red} ze vztahu (47) získám následující vzorec.

$$I_{red} = \frac{m_c \cdot v_z^2 + I_1 \cdot \omega_2^2 + I_2 \cdot \omega_k^2}{\omega_2^2} \quad (51)$$

Pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti je třeba znát úhlovou rychlost pojezdového kola ω_k, kterou lze získat z úhlové rychlosti hřídele zdvihu.

$$\omega_k = \omega_2 \cdot \frac{D_{p2}}{D_{kolo}} = 5{,}34 \cdot \frac{0{,}376}{0{,}065} = 30{,}889\ s^{-1} \quad (52)$$

Kde ω_2 je úhlová rychlost hřídele zdvihu, D_{p2} je průměr roztečné kružnice řetězového kola a D_{kolo} je průměr pojezdového kola.

Získané hodnoty lze dosadit do rovnice (51) pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti.

$$I_{red} = \frac{763{,}58 \cdot 0{,}314^2 + 0{,}947 \cdot 5{,}34^2 + 0{,}0002 \cdot 30{,}889^2}{5{,}34^2} = 3{,}594\ kg \cdot m^2$$

K určení momentu k překonání dynamických odporů je nutné znát úhlové zrychlení hřídele zdvihu ε_2, které lze získat ze zvoleného zrychlení zdvižného stolu a_z.

$$\varepsilon_2 = \frac{2 \cdot a_z}{D_{p2}} = \frac{2 \cdot 0{,}5}{0{,}376} = 3{,}191\ s^{-2} \quad (53)$$

Vypočtené hodnoty lze dosadit do rovnice (49) a vypočítat moment k překonání dynamických odporů.

$$M_{kdyn} = 3{,}594 \cdot 3{,}191 = 11{,}468\ Nm$$

Moment potřebný na hřídeli motoru M_{k2} je určen součtem momentu k překonání statických odporů a momentu k překonání dynamických odporů. Účinnost řetězového převodu pro dvouřadý řetěz je stejná jako u řemenových převodů dle [14].

$$M_{k2} = \frac{M_{kstat} + M_{kdyn}}{\eta_{\check{r}}^2} = \frac{1799{,}585 + 11{,}468}{0{,}95^2} = 2006{,}707\ Nm \quad (54)$$

8.7 VOLBA POHONU ZDVIHU

Z vypočítaných parametrů pohonu z předchozí kapitoly je zvolen převodový elektromotor se šnekovou převodovkou, který je přídavně vybaven kotoučovou brzdou o brzdném momentu 200 Nm od firmy SEW-EURODRIVE s typovým označením SH97DRN160L4BE20 dle [25]. Pohon je vybaven dutým hřídelem se svěrným kotoučem sloužícím pro upevnění hřídele zdviže. Parametry pohonu jsou zřejmé z tab. 6.

Tabulka 6 Parametry pohonu zdvihu [25]

P_{m2}	n_{m2}	M_{m2}	f_{b2}	i_2	η_{m2}	M_{b2}
15 kW	62 min^{-1}	2160 Nm	1,2	23,59	92,5 %	200 Nm

8.8 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Jelikož byl v přechozí kapitole 8.6.2 zjištěn moment na hřídeli, lze nyní zkontrolovat pero na otlačení, které je použité pro přenos kroutícího momentu z hřídele na řetězové kolo.

$$F_{pero} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{zdvih}} = \frac{2 \cdot 2006{,}707}{0{,}08} = 50167{,}675\ N \tag{55}$$

$$p_{pero} = \frac{F_{pero}}{t \cdot (l_{pero} - b_{pero})} = \frac{50167{,}675}{7 \cdot (62-22)} = 179{,}17\ MPa \tag{56}$$

Kde M_{k2} je kroutící moment na hřídeli motoru, d_{zdvih} je průměr hřídele zdvihu, F_{pero} je síla působící na drážku, t je hloubka drážky pro pero, l_{pero} je délka drážky pro pero a b_{pero} je šířka drážky pro pero.

Následně je nutné vypočítat hodnotu dovoleného tlaku dle [1], str. 1081 a porovnat ji vypočteným tlakem na jedno pero hřídele zdvihu.

$$p_D = 0{,}45 \cdot p_0 = 0{,}45 \cdot 150 = 67{,}5\ MPa \tag{57}$$

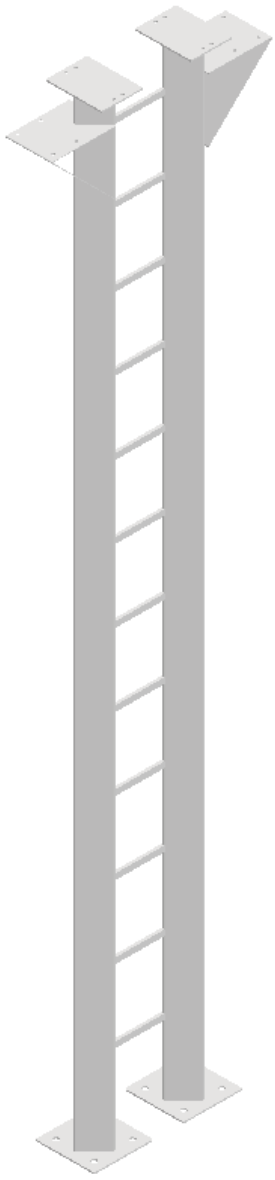
$$p_{pero} < p_D \rightarrow 179{,}17 > 67{,}5 \tag{58}$$

Z důvodu nižší hodnoty dovoleného tlaku, než je skutečný tlak působící na pero volím zvýšení počtu per na tři.

$$p_{pero} < 3 \cdot p_D \rightarrow 179{,}17 < 202{,}5 \tag{59}$$

9 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce jsou tvořena dvěma hlavními nosnými čtvercovými profily 200x8 ČSN EN 10305-5, které jsou natočeny o 45° z důvodu vedení pojezdových kol. Tyto profily jsou dostupné u výrobce Kondor dle [27], obj. č. 206400. Čtvercové profily jsou spojeny obdélníkovými profily 40x20x2 ČSN EN 10305-5 dle [28], obj. č. 208000. V nejvýše umístěné příčce jsou vyvrtané díry sloužící k uchycení konstrukce ke stěně. Na horním konci nosných profilů je přidělán plech 380x280x10 s vyvrtanými dírami, který slouží k uchycení ložiskových jednotek zvolených v kapitole 8.4. Nosná konstrukce je vybavena dvěma upínacími deskami pro pohony zdvihu, které jsou řešeny pomocí dvou ohnutých plechu 1050x315x5, ve kterých jsou drážky pro kompenzaci montážních nepřesností. Na jednu z těchto desek je umístěn pohon zdvihu, druhá zůstává volná pro záložní pohon, který lze využít v případě poruchy prvního. Spodní plech 400x10 upevněný na spodku nosných profilů slouží k upevnění celé konstrukce k zemi. Celá konstrukce je zobrazena na obr. 25.



Obrázek 25 Nosná konstrukce

9.1 KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY NOSNÝCH PROFILŮ

Z důvodu velké délky nosného profilu je nutné jej zkontrolovat na vzpěrnou stabilitu, zda se profil vlivem normálové síly vyhne mimo svoji osu. Nejdříve je nutné vypočítat štíhlost λ a mezní štíhlost λ_k.

$$\lambda = \frac{l_p}{\sqrt{(\frac{J_{min}}{S})}} = \frac{6270}{\sqrt{\frac{37814272}{6144}}} = 79{,}92 \tag{60}$$

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{\alpha^2 \cdot E}{\sigma_k}} = \sqrt{\frac{(\pi \cdot \sqrt{2})^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}}{250 \cdot 10^6}} = 125{,}66 \tag{61}$$

Kde l_p je celková délka profilu, J_{min} je kvadratický moment nosného profilu, S je plocha průřezu profilu, α je veličina charakterizující uložení, E je Youngův modul pružnosti a σ_k je mez kluzu oceli.

$$\lambda < \lambda_k \rightarrow 79{,}92 < 125{,}66 \tag{62}$$

Jelikož štíhlost profilu je nižší než mezní štíhlost, je nebezpečnější mezní stav pružnosti a bezpečnost vzpěrné stability k se vypočítá jako podíl meze kluzu σ_k vůči maximálnímu napětí σ_{max}.

$$\sigma_{max} = \frac{m_F \cdot g}{2 \cdot S} = \frac{1892{,}42 \cdot 9{,}81}{2 \cdot 0{,}006144} = 1510794{,}29\ Pa \tag{63}$$

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max}} = \frac{250 \cdot 10^6}{1510794{,}29} = 165{,}47 \tag{64}$$

Kde m_F je celková hmotnost působící na jeden nosný profil získaná ze 3D modelu, která je poloviční vzhledem k použití dvou nosných profilů, g je tíhové zrychlení, S je plocha průřezu profilu, σ_k je mez kluzu a σ_{max} je maximální napětí.

Celková bezpečnost vyšla vysoká, nosné profily se vlivem jejich zatížení nevyhnou z vlastní osy.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byl koncepční návrh konstrukce zdvižného stolu a návrh jeho komponent spolu s rozměrovými, výkonnostními a pevnostními výpočty. Při koncepčním návrhu byly použity běžně dostupné součásti z důvodu zajištění jednoduchosti výroby, montáže a údržby. Nosné části konstrukce zdvižného stolu jsou navrženy z dostupných snadno svařitelných polotovarů a plechů. Pohony stolu i zdvihu jsou dostatečně dimenzovány a splňují požadavky práce.

Celý koncepční návrh byl zpracován ve 3D CAD systému Autodesk Inventor 2020 včetně jednotlivých výkresů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] SHIGLEY, Joseph EDWARD, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, *Konstruování strojních součástí,* 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl, V Brně; VUTIUM, 2010, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic, ISBN 978-80-214-2629-0.

[2] ČSN EN 1570-1 +A1. Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly - Část 1: Zdvihací stoly sloužící do úrovně dvou pevných nakládacích míst. 2. dopl. vyd. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.

[3] Vyhláška č. 19/1979 Sb. In: . Praha: Český úřad bezpečnosti práce, 1979, ročník 1979, č.19.

[4] BARTEL, Jindřich. *Návrh zdvižného pozičního stolu*. Brno, 2013. Bakalářská práce. FSI VUT.

[5] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Výtah [online]. c2019 [citováno 7. 02. 2020]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=V%C3%BDtah&oldid=17370950>

[6] Vertical Elevators. Conveyor Systems Limited [online]. Derbyshire: Conveyor Systems, ©2014-2020 [cit. 2020-02-07]. Dostupné z: https://www.conveyorsystemsltd.co.uk/vertical-elevators.htm

[7] Kuželová upínací pouzdra. Norelem.com [online]. Markgröningen: Norelem, ©2020 [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/cz/23/23200_Datasheet_18246_Ku_elov_up_nac_pouzdra--cs.pdf

[8] Ozubené řemenice profil HTD 5M. Norelem.com [online]. Markgröningen: Norelem, ©2020 [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/cz/22/22005_Datasheet_18240_Ozuben_emenice_profil_HTD_5M_pro_mont_s_ku_elov_mi_up_nac_mi_pouzdry--cs.pdf

[9] Ozubené řemeny profil HTD 5M. Norelem.com [online]. Markgröningen: Norelem, ©2020 [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/cz/22/22062_Datasheet_18242_Ozuben_emeny_profil_HTD_5M--cs.pdf

[10] Zdvihací stůl. Platform Equipment [online]. Pardubice: Gekkon International, ©2020 [cit. 2020-02-27]. Dostupné z: http://plosiny-zvedaci.cz/16-zdvihaci-stul-ltd680.html

[11] Pístový zvedák TM CL DV 40KXW35. *Wmvybaveni.com* [online]. Praha: WM Autodíly spol. s r.o., ©2020 [cit. 2020-03-06]. Dostupné z: https://www.wmvybaveni.cz/pistove-zvedaky/pistovy-zvedak-tm-cl-dv-40kxw35/

[12] Hydraulická nákladní plošina 500kg. HV Výtahy [online]. Opava: HV Výtahy, ©2011 [cit. 2020-03-06]. Dostupné z: https://www.hv-vytahy.cz/foto/384/

[13] Valivé tření (valivý odpor). *ConVERTER* [online]. Holešov: Bureš, Jiří, ©2002 [cit. 2020-03-06]. Dostupné z: http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm

[14] Řemeny, převody a dopravní pásy. *Tyma* [online]. Trnice: TYMA CZ, ©2004-2020 [cit. 2020-03-06]. Dostupné z: https://www.tyma.cz/technicke-informace/caste-dotazy/ucinnost-remenu/#:~:text=%C3%9A%C4%8Dinnost%20se%20pohybuje%20kolem%2095,je%20dosa%C5%BEna%20p%C5%99i%20jmenovit%C3%A9m%20zat%C3%AD%C5%BEen%C3%AD.

[15] Součinitel smykového tření. *ConVERTER* [online]. Holešov: Bureš, Jiří, ©2002 [cit. 2020-03-06]. Dostupné z: http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm

[16] Převodový motor S37DRN71MS4. *SEW Eurodrive* [online]. Hostivice: SEW-EURODRIVE, ©2020 [cit. 2020-03-06]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ

[17] Jekl 100x60x4. *Kondor.cz* [online]. Praha: KONDOR, ©2013 [cit. 2020-03-07]. Dostupné z: https://www.kondor.cz/jekl-100x60x4/d-78220/

[18] Jekl 50x50x3. *Kondor.cz* [online]. Praha: KONDOR, ©2013 [cit. 2020-03-07]. Dostupné z: https://www.kondor.cz/jekl-50x50x3/d-78692/

[19] GSPO 65/15K. *Blickle.cz* [online]. Brno: Blickle, ©2020 [cit. 2020-03-07]. Dostupné z: https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/GSPO-65-15K-754379

[20] Nasouvací profily pro plochou ocel. Murtfeldt [online]. Munchen, Germany: Murtfeldt Kunststoffe, ©2020 [cit. 2020-04-03]. Dostupné z: https://www.murtfeldt.cz/produkty/vedeni-retezu-remenu-a-kluzne-profily/profily-pro-dopravniky/nasouvaci-profily-pro-plochou-ocel/

[21] Pásky. Murtfeldt [online]. Munchen, Germany: Murtfeldt Kunststoffe, ©2020 [cit. 2020-04-03]. Dostupné z: https://www.murtfeldt.cz/produkty/vedeni-retezu-remenu-a-kluzne-profily/profily-pro-dopravniky/pasky/

[22] Válečkové řetězy dvojité DIN ISO 606. Norelem.com [online]. Markgröningen: Norelem, ©2020 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/cz/22/22201_Datasheet_21791_V_le_kov_et_zy_dvojit_DIN_ISO_606_projmut_lamela--cs.pdf

[23] Řetězová kola disková. Norelem.com [online]. Markgröningen: Norelem, ©2020 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/cz/22/22265_Datasheet_22083__et_zov_kola_diskov_dvojit_1_1_2_x_1_DIN_ISO_606--cs.pdf

[24] Split pillow block housings – SNL and SE 2, 3, 5 and 6 series. Skf.com [online]. Gothenburg: SKF, ©2020 [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-2-3-5-6-series/productid-FSNL%20520-617%20%2B%20C%202317%20K%20%2B%20H%202317

[25] Převodový motor SH97DRN160L4BE20. SEW Eurodrive [online]. Hostivice: SEW-EURODRIVE, ©2020 [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodove_motory/standardni_prevodove_motory/snekove_prevodove_motory_sdr/snekove_prevodove_motory_sdr.html

[26] Ložisková tělesa UCF. Matis [online]. Brno: Matis.cz, ©2020 [cit. 2020-04-09]. Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/038.pdf

[27] Jekl 200x200x8. *Kondor.cz* [online]. Praha: KONDOR, ©2013 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: https://www.kondor.cz/jekl-200x200x8/d-79273/

[28] Jekl 40x20x2. *Kondor.cz* [online]. Praha: KONDOR, ©2013 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: https://www.kondor.cz/jekl-40x20x2/d-78674/

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

μ	[-]	součinitel smykového tření ocel-ocel
a_1	[-]	součinitel spolehlivosti
a_{ISO}	[-]	součinitel modifikované trvanlivosti
a_z	[m·s^{-2}]	zrychlení zdvihu
b_k	[mm]	šířka pojezdového kola
b_{pero}	[mm]	šířka pera
b_s	[mm]	šířka skidu
C_1	[N]	základní dynamická únosnost ložiska umístěného na rámu stolu
C_3	[mm]	počet článků řetězu zdvihu
ČSN	[-]	Česká státní norma
D_h	[mm]	průměr hřídele
D_k	[mm]	průměr pojezdového kola
d_k	[mm]	průměr pro osu pojezdového kola
D_{p2}	[mm]	roztečný průměr řetězového kola zdvihu
d_{zdvih}	[mm]	průměr hřídele zdvihu
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
F_A	[N]	zatížení pojezdových kol
F_B	[N]	zatížení pojezdových kol
f_{b1}	[-]	provozní faktor SEW-FB pohonu zdvižného stolu
f_{b2}	[-]	provozní faktor SEW-FB pohonu zdviže
F_C	[N]	celková síla působící od zdvižného stolu a přepravovaného břemene
F_h	[N]	zatížení jedné hřídele
F_M	[N]	síla působící od motoru
Fpero	[N]	síla působící na stěnu drážky hřídele zdvihu
F_{t1}	[N]	třecí síla
Ft_2	[N]	třecí síla pojezdových kol
F_Z	[N]	síla od zavěšení stolu
g	[m·s^{-2}]	tíhové zrychlení
i_1	[-]	převodový poměr pohonu zdvižného stolu
I_1	[kg·m^2]	moment setrvačnosti soustavy hřídele
I_2	[kg·m^2]	moment setrvačnosti pojezdového kola
i_2	[-]	převodový poměr pohonu zdviže

I_{red}	$[kg \cdot m^2]$	*redukovaný moment setrvačnosti*
J	$[kg \cdot m^2]$	*moment setrvačnosti osazené hřídele*
J_{min}	$[mm^4]$	*kvadratický moment nosného profilu k ose*
k	[-]	*bezpečnost vzpěrné stability*
k_1	[-]	*počet hřídelí nacházejících se v každém okamžiku pod břemenem*
k_p	[-]	*počet hnaných hřídelí*
l	[mm]	*celková délka tratě*
L_1	[hr]	*životnost ložiska umístěného na rámu stolu*
l_{c1}	[mm]	*celková délka řemenu hnací řemenové smyčky*
l_{c2}	[mm]	*celková délka řemenu hnané řetězové smyčky*
l_{c3}	[mm]	*celková délka řetězu zdvihu*
L_h	[mm]	*celková délka hřídele*
L_{n1}	[hr]	*modifikovaná životnost ložiska umístěného na rámu stolu*
l_{o1}	[mm]	*obvod řemenice na roztečné kružnici*
l_{o2}	[mm]	*obvod ozubeného kola zdvihu*
l_p	[mm]	*délka hlavního nosného profilu*
l_{pero}	[mm]	*délka pera*
$l_{ř1}$	[mm]	*délka řetězu na straně zdvižného rámu*
$l_{ř2}$	[mm]	*délka řetězu na straně protizávaží*
$l_{ř2teor}$	[mm]	*teoretická délka řetězu na straně protizávaží*
l_s	[mm]	*délka skidu*
l_v	[mm]	*osová vzdálenost řemenice pohonu a řemenice hřídele*
M_{b2}	[Nm]	*brzdný moment pohonu zdviže*
m_c	[kg]	*celková hmotnost*
m_h	[kg]	*hmotnost hřídele zdvižného stolu*
m_k	[kg]	*hmotnost karoserie*
M_{k1}	[Nm]	*kroutící moment na výstupním hřídeli pohonu stolu*
M_{k2}	[Nm]	*kroutící moment na výstupním hřídeli pohonu zdvihu*
M_{kdyn}	[Nm]	*moment k překonání dynamických odporů*
m_{kolo}	[kg]	*hmotnost pojezdového kola*
M_{kstat}	[Nm]	*moment k překonání statických odporů*
M_{m1}	[Nm]	*rozběhový moment na výstupním hřídeli převodovky*
M_{m2}	[Nm]	

m_m	*[kg]*	*hmotnost pohonu zdvižného stolu*
m_{max}	*[kg]*	*maximální nosnost pojezdových kol*
m_{nt}	*[kg]*	*nosnost pojezdového kola*
M_o	*[Nm]*	*moment od stálých odporů*
M_{roz}	*[Nm]*	*rozběhový moment potřebný k rozběhu tratě*
$m_{ř}$	*[kg]*	*hmotnost řemenice*
$m_{ř}$	*[kg/m]*	*délková hmotnost řetězu zdvihu*
$m_{ř1}$	*[kg]*	*hmotnost řetězu na straně zdvižného rámu*
$m_{ř2}$	*[kg]*	*hmotnost řetězu na straně protizávaží*
m_s	*[kg]*	*hmotnost skidu*
m_{st}	*[kg]*	*hmotnost zdvižného stolu*
M_t	*[Nm]*	*třecí moment*
m_{up}	*[kg]*	*hmotnost upínacího pouzdra*
m_{v1}	*[kg]*	*hmotnost válečku*
m_{v2}	*[kg]*	*hmotnost válečku s drážkami*
m_z	*[kg]*	*hmotnost protizávaží*
M_{zp}	*[Nm]*	*moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot*
M_{zr}	*[Nm]*	*moment zrychlujících sil rotujících hmot*
n	*[-]*	*počet řemenových smyček od motoru ke kraji stolu*
n_1	*[min^{-1}]*	*otáčky na výstupním hřídeli převodovky*
n_2	*[min^{-1}]*	*skutečné otáčky na výstupním hřídeli elektromotoru*
n_{2teor}	*[min^{-1}]*	*teoretické otáčky na výstupním hřídeli elektromotoru*
n_{m1}	*[min^{-1}]*	*otáčky pohonu zdvižného stolu*
n_{m2}	*[min^{-1}]*	*otáčky pohonu zdviže*
p_1	*[mm]*	*rozteč zubů řemenu*
P_{1skut}	*[W]*	*skutečný výkon pohonu zdvižného stolu*
P_{1teor}	*[W]*	*teoretický výkon pohonu zdvižného stolu*
p_D	*[MPa]*	*dovolený tlak působící na pero*
P_h	*[mm]*	*rozteč hřídelí*
P_{m1}	*[W]*	*výkon pohonu zdvižného stolu*
P_{m2}	*[kW]*	*výkon pohonu zdviže*
p_{pero}	*[MPa]*	*tlak působící na stěnu drážky hřídele zdvihu*
$R_{ř}$	*[m]*	*poloměr setrvačnosti řemenice*

R_{up}	[m]	poloměr setrvačnosti upínacího pouzdra
R_v	[m]	poloměr setrvačnosti válečku
S	[mm^2]	obsah průřezu nosného profilu
t	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji
t_r	[s]	doba rozběhu zdvižného stolu
t_z	[s]	pracovní takt
v_1	[$m \cdot s^{-1}$]	rychlost pohybu břemene po stolu
v_d	[mm]	vůle pro zastavení břemene
v_z	[$m \cdot s^{-1}$]	skutečná rychlost zdvihu
v_{zteor}	[$m \cdot s^{-1}$]	zvolená rychlost zdvihu
y	[%]	procentuální dovolený průhyb
y_{Dmax}	[mm]	maximální dovolený průhyb
Z_1	[-]	počet zubů hnací řemenové smyčky
Z_2	[-]	počet zubů hnané řemenové smyčky
α	[-]	uložení prutu ve vazbách
ε_1	[s^{-2}]	úhlové zrychlení hřídele
ε_2	[s^{-2}]	úhlové zrychlení hřídele zdvihu
η	[-]	účinnost řemenového převodu
η_{m1}	[-]	účinnost pohonu zdvižného stolu
η_{m2}	[-]	účinnost pohonu zdviže
λ	[-]	štíhlost
λ_k	[-]	mezní štíhlost
ξ_1	[m]	rameno valivého odporu ocel-ocel
ξ_2	[m]	rameno valivého odporu polymer-ocel
σ_k	[Pa]	mez kluzu oceli
σ_{max}	[Pa]	maximální napětí v nosném profilu
ω_1	[s^{-1}]	úhlová rychlost na výstupním hřídeli převodovky
ω_2	[s^{-1}]	úhlová rychlost hřídele zdvihu
ω_k	[s^{-1}]	úhlová rychlost pojezdového kola

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

BP-A0-01 Sestavný výkres zdvižného stolu

BP-A1-02 Sestavný výkres zdvižného rámu

BP-A2-03 Dílenský výkres hřídele stolu

BP-A3-04 Dílenský výkres vodícího válečku

SKID-A5 Sestavný výkres skidu